



Opotřebení plastů a kompozitů – konstrukce zařízení a experimentální měření

Bakalářská práce

Studijní program:

B2301 Strojní inženýrství

Studijní obor:

Strojní inženýrství

Autor práce:

Jan Doležal

Vedoucí práce:

Ing. Luboš Běhálek, Ph.D.
Katedra strojírenské technologie





Zadání bakalářské práce

Opotřebení plastů a kompozitů – konstrukce zařízení a experimentální měření

Jméno a příjmení: Jan Doležal
Osobní číslo: S17000022
Studijní program: B2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: Strojní inženýrství
Zadávající katedra: Katedra strojírenské technologie
Akademický rok: 2020/2021

Zásady pro vypracování:

1. Rešerše na dané téma (způsoby opotřebení plastů, faktory ovlivňující opotřebení plastů, metody a konstrukce zařízení pro stanovení odolnosti proti opotřebení plastů).
2. Návrh zkušebního zařízení.
3. Realizace a ověření funkčnosti zkušebního zařízení.
4. Vliv přírodního plniva na opotřebení plastů.
5. Diskuse výsledků, závěr.

Rozsah grafických prací:
Rozsah pracovní zprávy:
Forma zpracování práce:
Jazyk práce:

obrázky, tabulky, grafy
cca 30 stran textu
tištěná/elektronická
Čeština



Seznam odborné literatury:

- [1] ABDELBAR, Ahmed. *Wear of polymers and composites*. Sawston: Woodhead, 2015. ISBN 978-1-78242-178-8.
- [2] CHAND, Navin a Mohammed FAHIM, eds. *Tribology of natural fiber polymer composites*. Cambridge: CRC Press, 2008. ISBN 978-1-4200-9001-7.
- [3] TOTTEN, George E. a Hong LIANG, eds. *Mechanical tribology: materials, characterization, and applications*. Boca: CRC Press, 2004. ISBN 978-0429224638.
- [4] SINHA, Sujeet K. a Brian J. BRISCOE, eds. *Polymer tribology*. London: Imperial College Press, 2009. ISBN 978-1-84816-202-0.
- [5] BAYER, Raymond G. *Mechanical wear fundamentals and testing*. New York: Marcel Dekker, 2004. ISBN 0-8247-4620-1.
- [6] BARTENEV, G.M. a V.V. LAVRENTEV. *Friction and wear of polymers (Tribology series 6)*. Amsterdam: Elsevier, 1981. ISBN 0-444-42000-2.

Vedoucí práce:

Ing. Luboš Běhálek, Ph.D.
Katedra strojírenské technologie

Datum zadání práce:

15. listopadu 2020

Předpokládaný termín odevzdání:

15. května 2022

prof. Dr. Ing. Petr Lenfeld
děkan

L.S.

doc. Ing. Jaromír Moravec, Ph.D.
vedoucí katedry

V Liberci dne 15. listopadu 2020

Prohlášení

Prohlašuji, že svou bakalářskou práci jsem vypracoval samostatně jako původní dílo s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím mé bakalářské práce a konzultantem.

Jsem si vědom toho, že na mou bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že Technická univerzita v Liberci nezasahuje do mých autorských práv užitím mé bakalářské práce pro vnitřní potřebu Technické univerzity v Liberci.

Užiji-li bakalářskou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti Technickou univerzitu v Liberci; v tomto případě má Technická univerzita v Liberci právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Současně čestně prohlašuji, že text elektronické podoby práce vložený do IS/STAG se shoduje s textem tištěné podoby práce.

Beru na vědomí, že má bakalářská práce bude zveřejněna Technickou univerzitou v Liberci v souladu s § 47b zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů.

Jsem si vědom následků, které podle zákona o vysokých školách mohou vyplývat z porušení tohoto prohlášení.

29. června 2021

Jan Doležal

Poděkování

Tímto bych chtěl poděkovat vedoucímu bakalářské práci Ing. Luboši Běhálkovi, Ph. D. za profesionální přístup, ochotu, trpělivost a čas, který strávil během konzultací. Dále Ing. Jiřímu Habrovi, Ph.D. za přípravu kompozitních vzorků, Ing. Miroslavu Novákovi, Ph.D. za konzultaci elektronických částí zařízení a Ing. Lukáši Volenskému, Ph.D. za pomoc s manipulací konfokálního mikroskopu. Dále bych chtěl poděkovat rodině a přátelům, kteří mě v průběhu celého studia intenzivně podporovali.

Opotřebení plastů a kompozitů – konstrukce zařízení a experimentální měření

Anotace

Tato bakalářská práce se zabývá konstrukcí zkušebního zařízení pro hodnocení otěruvzdornosti polymerních materiálů a vlivem přírodního plniva ve formě cukrovaských řízků na otěruvzdornost ABS. V teoretické části je pojednáváno obecně o tribologických procesech, vlivech ovlivňující tribologické vlastnosti polymerů, způsobech měření opotřebení a dále se zabývá rozbořem konstrukčních variant zařízení pro určení otěruvzdornosti. Praktická část obsahuje představení konstrukčního návrhu a kontrolní výpočty konstrukce. Funkčnost zařízení je ověřena zkoušením kompozitních vzorků ABS s přírodním plnivem ve formě cukrovaských řízků. Testování probíhalo na vzorcích o 0%, 5%, 10% a 15% plnění cukrovaskými řízků. Vyhodnocení výsledků bylo provedeno na konfokálním mikroskopu měřením rozměrů opotřebovací drážky a hmotnostním úbytkem na vzorku po ukončení testu.

Klíčová slova: otěruvzdornost, kompozity s přírodním plnivem, zařízení pro určení otěruvzdornosti polymerů, tribologie.

Wear of polymers and composites – construction of testing device and experimental measurements

Annotation

This Bachelor thesis deals with construction of device for testing wear of polymer materials and effect of natural additives in form of beet pulp to wear resistance ABS. The theoretical part is focused on tribology process, factors changing wear resistance of polymers, forms how can be wear measured and analysis construction variants of testing device. Experimental part of this thesis is focused on description of the device and control calculations of device. Function of device is proved by testing composite ABS with beet pulp additive in concentration 0 %, 5 %, 10 %, 15 % of natural additive. Evaluation of test results was done on confocal microscope by measuring dimensions of wear track and by measuring weight loss after test.

Keywords: wear resistance, natural filled composites, device for testing wear resistance of polymers, tribology.

Obsah

Seznam použitých symbolů a zkratk	11
1 Úvod	17
2 Teoretická část	18
2.1 Tribologie	18
2.1.1 Tření	18
2.1.2 Opotřebení	19
2.1.3. Mazání.....	21
2.1.4. Povrchové úpravy.....	21
2.2 Faktory ovlivňující tribologické vlastnosti polymerů	22
2.2.1 Drsnost povrchu a výrobní technologie	22
2.2.2 Chemické složení a struktura polymeru.....	23
2.2.3 Aditiva	23
2.3 Stanovení abrazivního opotřebení	24
2.3.1 Provozní parametry.....	25
2.3.2 Zkušební standardy s vázaným abrazivem.....	26
2.3.3 Příklady používaných tribometrů	30
2.4 Rozbor konstrukčních variant zařízení pro měření opotřebení polymerů.....	32
2.4.1 Pohonná jednotka a vedení	32
2.4.2 Systém zatížení vzorku	33
2.4.3 Upnutí vzorků	34
3 Popis navrhované konstrukce zařízení.....	35
3.1 Popis pohybového systému	35
3.1.1 Driver krokového motoru.....	36
3.1.2 Krokový motor.....	37
3.1.3 Lineární modul	38
3.2 Popis systému zatížení	39
3.3 Upínací systém polymerního vzorku	39
3.4 Upínací systém kovového vzorku	40
3.5 Základní rám zařízení	40
4 Kontrolní výpočty	42
4.1 Kontrola lineárního modulu	42
4.1.1 Kontrola vedení.....	42
4.1.2 Kontrola kuličkového šroubu	44

4.2 Momenty setrvačnosti	45
4.2 Momentové požadavky na motor	49
4.3 Řemenový převod	50
4.4 Kontrolní výpočet hnací hřídele	52
4.5 Kontrolní výpočet hnané hřídele.....	54
4.6 Výpočet životnosti ložisek	56
5 Ověření funkčnosti zařízení.....	57
5.1 Příprava zkušebních vzorků.....	57
5.2 Určení zatížení zkušebních vzorků	58
5.3 Provozní parametry a průběh testu	59
5.4 Vyhodnocení výsledků hmotnostního úbytku	59
5.5 Vyhodnocení geometrie opotřebení.....	61
6 Závěr.....	67
Seznam použité literatury	69
Seznam příloh.....	71

Seznam použitých symbolů a zkratek

D	[mm]	Průměr kotouče
C_1	[N]	Dynamická únosnost ložiska na hnací hřídeli
C_2	[N]	Dynamická únosnost ložiska na hnané hřídeli
C_{stat}	[N]	Statická únosnost lineárního vedení
E	[Pa]	Youngův modul pružnosti
F	[N]	Síla
F_1	[N]	Síla vyvozená závažím na první pozici
F_2	[N]	Síla vyvozená závažím na druhé pozici
F_3	[N]	Síla vyvozená protizávažím
$F_{\text{ř}}$	[N]	Radiální síla působící na hřídele
F_{La}	[N]	Síla působící na ložisko hnací hřídele
F_{Lb}	[N]	Síla působící na ložisko hnané hřídele
F_{aDOV}	[N]	Axiální dovolená síla
F_{aMAX}	[N]	Maximální axiální síla
F_d	[N]	Dynamická síla
F_n	[N]	Normálová síla
F_o	[N]	Obvodová síla na řemenici
F_p	[N]	Síla předeprnutí řemene
F_r	[N]	Radiální síla od řemene
F_{sa}	[N]	Síla působící na spojku u motoru
F_{sb}	[N]	Síla působící na spojku u lin. vedení
F_t	[N]	Třecí síla

F_z	[N]	Zatěžující síla vzorků
G	[N]	Tíhová síla působící na pojezdový vozík
G_r	[N]	Tíhová síla ramene s upínáním zkušební kuličky
J_{h1}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti hnané hřídele
J_{h2}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti hnací hřídele
J_{MRED}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti redukováný na motor
J_{SRED}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti redukováný na šroub
J_m	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti rotoru motoru
J_{r1}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti hnané řemenice
J_{r2}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti hnací řemenice
J_s	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti kuličkového šroubu
J_{s1}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti spojky na lin. ose
J_{s2}	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti spojky na motoru
J_z	[kg.m ²]	Moment setrvačnosti zátěže red. na šroub
K_{ms}	[-]	Převodový poměr mezi motorem a šroubem
L	[km]	Životnost lineárního vedení
L_{10h1}	[h]	Životnost ložiska na hnací hřídeli
L_{10h2}	[h]	Životnost ložiska na hnané hřídeli
L_8	[mm]	Délka kuličkového šroubu
L_{h1}	[mm]	Délka hřídele hnané hřídele
L_{h2}	[mm]	Délka hřídele hnací hřídele
L_r	[mm]	Délka řemenu
L_{s1}	[mm]	Délka spojky na lineární ose

L_{s2}	[mm]	Délka spojky na motoru
M_a	[N.m]	Moment od axiální síly
M_d	[N.m]	Dynamický pracovní moment
M_{k1}	[N.m]	Kroutící moment na hnací hřídeli
M_{k2}	[N.m]	Kroutící moment na hnané hřídeli
M_{omax1}	[N.m]	Maximální ohybový moment na hnací hřídeli
M_{omax2}	[N.m]	Maximální ohybový moment na hnané hřídeli
M_r	[N.m]	Rozběhový moment lin. osy naprázdno
M_s	[N.m]	Statický pracovní moment
P	[mm]	Stoupání šroubovice kuličkového šroubu
P_1	[N]	Ekvivalentní zatížení ložiska na hnací hřídeli
P_2	[N]	Ekvivalentní zatížení ložiska na hnané hřídeli
P_{dyn}	[N]	Ekvivalentní dynamické zatížení
P_s	[N]	Ekvivalentní statické zatížení
R	[mm]	Rádus dráhy, kterou vykoná čep po kotouči
R_2	[N]	Reakční síla v uložení ramene
T_g	[°C]	Teplota skelného přechodu
T_m	[°C]	Teplota tání
W	[ot.min ⁻¹]	Otáčky kotouče
a	[m.s ⁻²]	Maximální zrychlení pojezdového vozíku
a_o	[mm]	Osová vzdálenost řemenic
b	[mm]	Rameno zatěžující síly
$b_{ř}$	[mm]	Šířka řemene

b_{r1}	[mm]	Šířka hnací řemenice
b_{r2}	[mm]	Šířka hnané řemenice
d	[mm]	Délka vozíku
d_{1MIN}	[mm]	Nejmenší průměr hnací hřídele
d_{2MIN}	[mm]	Nejmenší průměr hnané hřídele
d_{h1}	[mm]	Průměr hřídele hnané řemenice
d_{h2}	[mm]	Průměr hřídele hnací řemenice
d_a	[mm]	Průměr hnací hřídele v místě max. ohyb. momentu
d_b	[mm]	Průměr hnané hřídele v místě max. ohyb. mom.
d_{ξ}	[mm]	Průměr sférického zakončení čepu
d_{r1}	[mm]	Průměr hnací řemenice
d_{r2}	[mm]	Průměr hnané řemenice
d_{s1}	[mm]	Průměr spojky na lineární ose
d_{s2}	[mm]	Průměr spojky na motoru
d_{ξ}	[mm]	Průměr kuličkového šroubu
f	[-]	Koeficient tření
f_u	[-]	Faktor uložení kuličkového šroubu (vzpěr)
f_w	[-]	Faktor zatížení lineárního vedení
k_1	[-]	Celková bezpečnost hnací hřídele
k_2	[-]	Celková bezpečnost hnané hřídele
k_s	[-]	Bezpečnost kuličkového šroubu
k_{st}	[-]	Statická bezpečnost lineárního vedení
$k_{\sigma 1}$	[-]	Bezpečnost hnací hřídele v ohybu

$k_{\sigma 2}$	[-]	Bezpečnost hnané hřídele v ohybu
$k_{\tau 1}$	[-]	Bezpečnost hnací hřídele v krutu
$k_{\tau 2}$	[-]	Bezpečnost hnané hřídele v krutu
l	[mm]	Rameno třecí síly
m_c	[kg]	Hmotnost celku na pojezdovém vozíku
m_s	[kg]	Hmotnost upínacího stolu
m_u	[kg]	Hmotnost sady upínek
m_v	[kg]	Hmotnost vzorku polymer
n_{kr}	[ot.min ⁻¹]	Kritické otáčky kuličkového šroubu
n_{max}	[ot.min ⁻¹]	Maximální otáčky motoru
n_{maxDOV}	[ot.min ⁻¹]	Maximální dovolené otáčky kuličkového šroubu
o	[mm]	Vzdálenost na hnací hřídeli (viz obr. 4.4)
p	[mm]	Vzdálenost na hnací hřídeli (viz obr. 4.4)
q	[mm]	Vzdálenost na hnané hřídeli (viz obr. 4.5)
r	[mm]	Vzdálenost na hnané hřídeli (viz obr. 4.5)
w	[mm]	Vzdálenost na rameni zařízení (viz obr. 5.2)
x	[mm]	Vzdálenost na rameni zařízení (viz obr. 5.2)
y	[mm]	Vzdálenost na rameni zařízení (viz obr. 5.2)
z	[mm]	Vzdálenost na rameni zařízení (viz obr. 5.2)
β	[°]	Pomocný úhel na řemenovém převodu
ε	[rad.s ⁻²]	Úhlové zrychlení
λ	[-]	Faktor uložení kuličkového šroubu (krit. otáčky)
ρ_1	[kg.m ⁻³]	Hustota materiálu spojky na lineární ose

ρ_2	[kg.m ⁻³]	Hustota materiálu spojky na motoru
ρ_h	[kg.m ⁻³]	Hustota hliníku
ρ_o	[kg.m ⁻³]	Hustota ocele
σ_{1MAX}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na hnací hřídeli
σ_{2MAX}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na hnané hřídeli
σ_{co}^*	[MPa]	Mez únavy v ohybu
τ_{1MAX}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na hnací hřídeli
τ_{2MAX}	[MPa]	Maximální ohybové napětí na hnané hřídeli
τ_{co}^*	[MPa]	Mez únavy v krutu
ABS	Akrylonitrilbutadienstyren	
DIP	Vícenásobný přepínač (Dual In-Line Package)	
Gr	Grafit	
HTD	Profil řemenic pro velké točivé momenty (High Torque Drive)	
ILC	Mezilaboratorní porovnání (Interlaboratory comparison)	
PA 66	Polyamid 66	
PE-UHMW	Vysokomolekulární polyethylen	
Phr	Počet částic (Parts per Hundred Rubber)	
PMMA	Polymethylmethakrylát	
PP	Polypropylen	
PTFE	Polytetrafluorethylen	
RPM	Otáčky za minutu (rev per minute)	
UV	Ultrafialové záření	

1 Úvod

Přírodní plniva v polymerních matricích nabývají stále většího významu. Je to dáno obnovitelností zdrojů, ze kterých plniva pocházejí, ale i jejich vlivem na specifické mechanické vlastnosti, jako je otěruvzdornost. Přírodní plniva mohou pocházet nejen z prvotních zdrojů jejich zpracováním, ale může se také jednat o vedlejší nebo odpadní produkty zemědělské či potravinářské produkce. Přírodní plniva nahrazují v řadě aplikací dříve používaná plniva, jako jsou uhlíková či skelná vlákna.

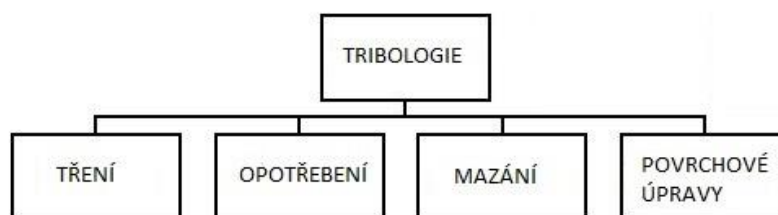
Jak určitá plniva ovlivňují otěruvzdornost kompozitních materiálů je možné měřit na jednoúčelových zařízeních zvaných tribometry. Ty kromě tvorby opotřebení na ploše materiálu mohou měřit koeficient tření, nebo materiálový úbytek za určitý počet cyklů. Tribometry se také liší v způsobu vzájemného pohybu vzorků, který může být lineární nebo rotační a ve tvaru zkušebního protikusu. Testy mohou probíhat za přítomnosti volného či vázaného abraziva, nebo za přítomnosti maziv. Moderní tribometry nabízejí řízení okolní atmosféry za krytem stroje, kdy je možné testy provádět za zvýšené teploty či vlhkosti.

Cílem této práce je konstrukce zkušebního zařízení pro stanovení otěruvzdornosti kompozitů. Ověření funkčnosti konstrukce zařízení bude probíhat na testování akrylonitril-butadien-styrenu (ABS) plněného cukrovárenskými řízky v obsahu 0 %, 5 %, 10 % a 15 % plniva. Vyhodnocení výsledků bude probíhat hmotnostním úbytkem materiálu po testu (na základě předem stanoveného počtu cyklů) a pomocí optické mikroskopie, kterou budou stanoveny hloubka a šířka drážky v důsledku opotřebení polymerního kompozitu.

2 Teoretická část

2.1 Tribologie

Tribologie je vědní obor zabývající se vzájemným působením povrchů při jejich relativním pohybu, zahrnující tření, opotřebení, mazání a povrchové úpravy (viz obr. 2.1). Od počátků historie lidstva, existuje mnoho záznamů, kdy byly řešeny problémy s třením, opotřebením a mazáním, např. Archimédes (si 250 let př.n.l.) použil první kovová mazaná ložiska. Rovněž vědecké studium tribologie má dlouhou historii. Už v 15. století dospěl Leonardo Da Vinci k poznatkům, že velikost třecí síly je úměrná velikosti kolmému zatížení a nezávislá na velikosti třecích ploch [1]. Dalšími představiteli spjatými s vědeckou činností v tomto vědním oboru jsou např. I. Newton či francouzský vynálezce G. Amontons, který v roce 1699 založil geometricko-mechanickou teorii tření a definoval první zákon tření. V roce 1729 objasnil tření na podstatě molekulárních vazeb anglický fyzik Y.T. Desaguilers [2]. Tribologie tedy shromažďuje, třídí a rozvíjí znalosti o vlastnostech a chování tribologických uzlů, tj. části technických systémů.



Obr. 2.1: Tribologické procesy

2.1.1 Tření

Tření je odpor proti relativnímu pohybu dvou přitlačovaných těles, vznikající v oblasti dotyku jejich povrchů v tangenciálním směru. Velikost tření se odvíjí od drsnosti a porézности povrchu těles, vzájemnou rychlostí pohybu a teploty těles, které jsou ve styku. Tření je možné pozorovat i mezi tělesy, které se vůči sobě vzájemně nepohybují. Jedná se o tzv. statické tření a jeho hodnota je vyšší, než u tření kinematického (dynamického). Dále je možné rozlišit tření dle způsobu pohybu na valivé a smykové, či dle přítomnosti maziva na suché a mokré či polosuché (někdy uváděno jako přechodné). Pro popis tření se zavádí tzv. koeficient tření, který je dán poměrem

třecí a normálové síle. Tento koeficient je potřeba rozlišovat pro statické tření a dynamické tření.

Valivé tření je tření vznikající při vzájemném odvalování dvou rotačních těles, nebo při odvalování tělesa rotačního po rovině. Jelikož dochází ve styku v přímce, má vzniklé tření jenom malý vliv na opotřebení součásti, na rozdíl od *smykového tření*, které vzniká mezi třecími tělesy při jejich vzájemném posuvném pohybu. Dochází zde ke styku na ploše, proto má z hlediska opotřebení větší vliv, než tření valivé [3].

Suché tření nastává, pokud stykové plochy obou těles nejsou kryty žádným mazivem. Dochází tedy k přímému styku obou povrchů. Při vzájemném pohybu dochází k deformaci, nebo stříhu nerovností materiálu. Pokud jsou tyto nerovnosti zarovnány, vznikají adhezní síly, které dále zvyšují odpor proti pohybu těles. Suché tření je opakem *mokrého tření*, kdy jsou povrchy obou těles dokonale kryty vrstvou maziva. Tření potom probíhá v této mazné vrstvě. V technické praxi je nejčastějším případem *polosuché tření*. Nastane, pokud jsou stykové plochy kryty mikroskopickou vrstvou maziva. Vrstva nedokonale kryje nerovnosti povrchu, dochází tedy k občasnému suchému styku materiálů [3].

2.1.2 Opotřebení

Opotřebení je základním a nutným důsledkem tribologického procesu, který probíhá v tribologickém systému a je definováno jako nežádoucí trvalý úbytek materiálu z povrchu pevných těles při jejich vzájemném dotyku a relativním pohybu nebo při pohybu média. Způsob vzniku opotřebení se odvíjí od chemických a mechanických vlastností interagovaných materiálů, jejich drsnosti a poréznosti povrchů. Dalším ovlivňujícím faktorem je prostředí, ve kterém k interakci dochází, rychlost relativního pohybu, či velikosti zatěžování. Opotřebení lze rozdělit do několika základních kategorií podle způsobu vzniku (viz obr. 2.2) [4].



Obr. 2.2: Základní druhy opotřebení materiálu

Ve strojních součástech je opotřebení materiálu velice nežádoucím jevem. Úběr materiálu ve funkčních plochách součástí může vést k házení nebo vibracím, které opotřebení ještě dále zvětšují a v tomto důsledku může dojít až k poškození celistvosti součásti.

K *abrazivnímu opotřebení* dochází, když tvrdý a drsný materiál vykonává pohyb po měkkém materiálu a zanechává v něm rýhy. Rýhy vznikají vniknutím tvrdšího materiálu do měkčího, přičemž materiál měkčího tělesa je narušen a uvolňován pryč z plochy. Stejný účinek nastává také v případě, kdy jsou do kluzných ploch dvou těles přivedeny volné tvrdší částice, které mohou být odděleny z povrchu těles, nebo jsou vneseny externě (nečistoty). V prvním případě k abrazi nedochází, pokud jsou plochy obou těles hladké a v druhém případě za předpokladu, že volné částice mají menší tvrdost než materiály dvou kluzných ploch. Intenzita abrazivního opotřebení je ovlivněna zejména množstvím, tvarem, velikostí a tvrdostí abrazivních částic.

Adhezivní opotřebení vzniká, pokud se dvě hladká tělesa třou o sebe, vznikají mikrosvary, které jsou vzápětí porušovány a úlomky materiálu z jednoho povrchu přilnou na druhý. Tyto úlomky se opět uvolňují a přilnou opět k původnímu povrchu. Tento proces se několikrát opakuje za vzniku silných adhezních sil.

Ke *koroznímu opotřebení* dochází, pokud je materiál vystaven chemicky agresivnímu prostředí. Vzniká vrstvička zkorodovaného materiálu, která může být následným kontaktem s dalším materiálem lehce odstraněna. Pokud tato vrstva zůstane na ploše materiálu, může sama sloužit jako ochrana před další korozí.

Erozivní opotřebení je opotřebení vznikající dopadem tvrdých částic nanesenými proudem kapaliny či plynu na povrch materiálu. Tím dochází k abrazivnímu úbytku materiálu, avšak na rozdíl od abrazivního opotřebení mají volné částice, dopadající na povrch materiálu, vysokou rychlost. To způsobuje, že částice jsou schopny proniknout hlouběji do opotřebovaného materiálu. Porušení materiálu není rovnoměrné.

K *únavovému opotřebení* dochází v důsledku opakovaných skluzů po materiálu jiným tělesem, resp. v důsledku cyklických deformací, které jsou způsobeny střety nerovností a povrchových vad při vzájemném pohybu. Důsledkem toho je, že se iniciují zárodky povrchových a podpovrchových trhlin, které se dále šíří a spojují, až se začnou

uvolňovat částice materiálu z povrchu za vzniku důlků. Stejně důsledky má také kavitační opotřebení. V kapalině při lokální změně tlaku dochází ke vzniku dutin, zapříčiněné změnou rychlosti kapaliny, nebo šířením akustické vlny. Tyto dutiny jsou nejprve tvořeny vakuem, které se poklesem tlaku vyplní plynnou fází okolní kapaliny. Bubliny poté zanikají za vzniku hydrodynamického rázu. Pokud je tato zanikající bublina v kontaktu s pevným materiálem, dochází zde k únavovému opotřebení materiálu [4, 5].

2.1.3. Mazání

Dalším důležitým procesem tribologie je správné a účinné mazání, které je nezbytné pro správnou funkci tribologických systémů, především pro odpovídající životnost součástí. Pro snížení tření jsou do styku dvou těles přiváděny maziva, která dobře přilnou k povrchu materiálu. Tím je sníženo tření a vzniklé teplo – součást je méně opotřebovaná. Mazivo může mít dále funkci chladicí (odvod tepla), konzervační (ochrana před korozí) a také může odvádět drobné nečistoty ze stykových ploch. Maziva mohou být tekutá na bázi minerálních či silikonových olejů nebo tuhá (např. grafit, grafen). Pro mazání polymerů by mělo být zvoleno mazivo, se kterým materiál chemicky neinteraguje. V opačném případě by mohlo dojít k rozrušení polymeru a ke změně jeho mechanických vlastností. Podstatným faktorem maziva je jeho životnost. Nežádoucí vlastností je rychlá degradace maziva. Požadovány jsou stejné mazné vlastnosti po celou dobu životnosti, aby nedošlo ke změně jeho mazných a konzervačních vlastností a ke zvýšenému opotřebení mazaných ploch. Mazivo je také potřeba vhodně zvolit dle pracovní teploty součásti a tlaku, jelikož v závislosti těchto parametrů mění svou viskozitu. Maziva jsou také používána při technologickém procesu zpracování polymerů. Uspadňují vyjímání dílů z forem (maziva s vnějším účinkem) a ovlivňují tekutost taveniny (maziva s vnitřním účinkem). Maziva s vnějším účinkem jsou látky s malou rozpustností v polymeru, jsou poté vylučována na jeho povrch, kde vytváří maznou vrstvu. Naopak maziva s vnitřním účinkem jsou dobře rozpustná v polymeru a snižují viskozitu jeho taveniny [5, 6].

2.1.4. Povrchové úpravy

Polymery jsou levným, lehce zpracovatelným materiálem s nízkou hustotou, což má za následek menší setrvačné síly, způsobující změnu pohybového stavu těles v neinerciálních vztažných soustavách. V řadě případů se jedná o vhodný konstrukční

materiál, který však nemusí vyhovovat svými povrchovými vlastnostmi pro dané tribologické aplikace z hlediska otěruvzdornosti, drsnosti povrchu nebo špatné chemické odolnosti vůči prostředí, ve kterém bude součást používána. Pro tyto případy je možné povrch polymeru opatřit vrstvou materiálu, který splňuje požadavky pro výslednou vlastnost povrchu dílu. Dalším důvodem pro povrchové úpravy může být i design součásti. V technické praxi je u polymerů míra opotřebení eliminována např. fluorací v komoře (viz obr. 2.3), při které je povrch dílu vystaven působení fluorové směsi ve vakuové komoře (směsi fluoru a dusíku) a kdy dochází k postupnému nahrazování vodíkových atomů atomy fluoru [7].



Obr. 2.3: Komora pro fluoraci polymerů [7]

2.2 Faktory ovlivňující tribologické vlastnosti polymerů

Mezi základní faktory ovlivňující tribologické vlastnosti polymerů patří chemické složení a struktura materiálu včetně plniv, drsnosti jejich povrchů, teplota, tlak na třecích plochách a doba kontaktu [8].

2.2.1 Drsnost povrchu a výrobní technologie

Drsnost povrchu je jeden z nejvíce ovlivňujících aspektů při vzniku tření. Při zabíhání dvou povrchů v kontaktu dochází k zarovnání nerovností. Zarovnáním povrchu dochází k nárustu adhezních a třecích sil. Drsnost povrchu je tedy nutné volit

i s přihlédnutím na vznik adhezních sil. Pro každý polymer existuje optimální drsnost povrchu, kdy je tření minimální. Na příliš hladkém povrchu se zvyšuje adheze. Naopak u nadměrně drsných materiálů se do sebe nerovnosti zařezávají, což zvyšuje tření [8]. Kvalita povrchu polymerů je do velké míry ovlivněna technologií výroby součástí, proto je nutné technologické parametry přizpůsobit s ohledem na výslednou kvalitu povrchu a předcházet staženinám a teplotní degradaci polymeru.

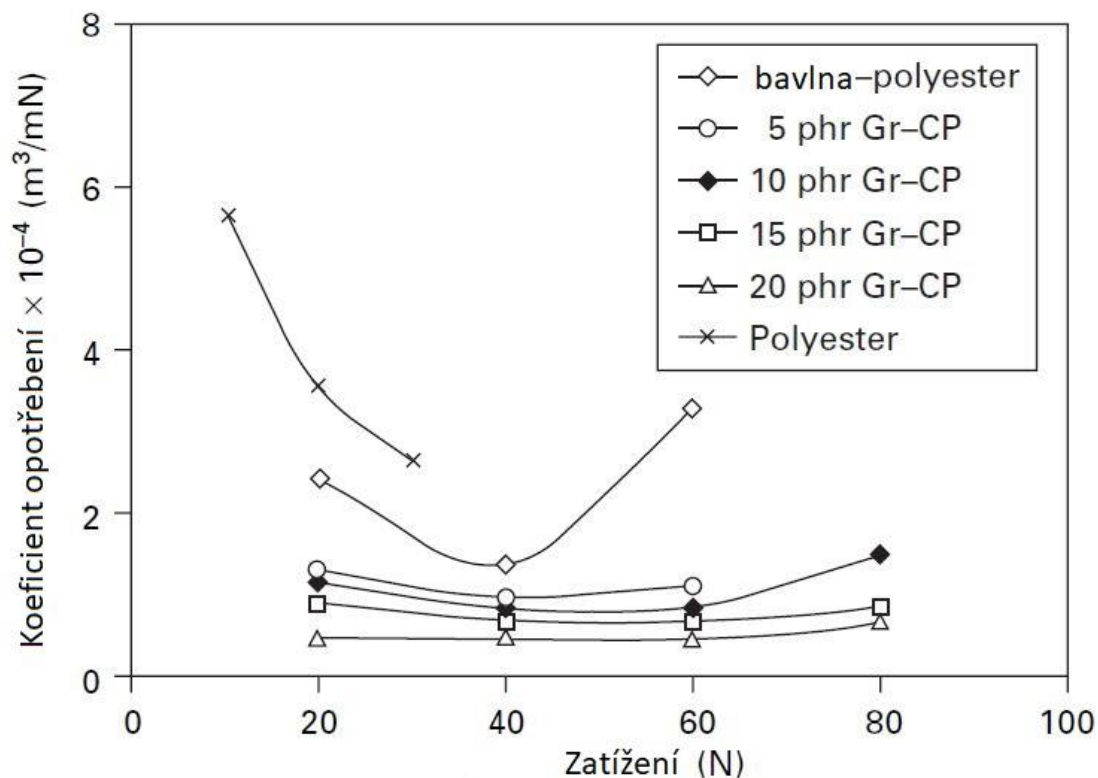
2.2.2 Chemické složení a struktura polymeru

Jak bude polymer odolný vůči opotřebení, je dáno již jeho chemickou strukturou makromolekul a velikostí mezimolekulárních sil. Vysokou míru odolnosti proti opotřebení vykazují houževnaté materiály např. polypropylen (PP), polytetrafluorethylen (PTFE), vysokomolekulární polyethylen (PE-UHMW) a polyamid 66 (PA 66). U polyamidu je odolnost proti opotřebení zvyšována s rostoucím obsahem vlhkosti [9]. Makromolekula se skládá ze strukturních jednotek, které tvoří řetězce různých tvarů (lineární, rozvětvené, síťované). Z hlediska opotřebení je výhodný zesíťovaný tvar makromolekuly, který vzniká spojením sousedních řetězců příčnými vazbami. Tyto vazby vznikají už při vlastní syntéze polymeru, nebo dodatečně např. radiačním síťováním elektronovým beta zářením [10]. Z hlediska uspořádání makromolekul na nadmolekulární úrovni mohou být polymery amorfní nebo semikrystalické, přičemž se zvyšujícím se stupněm krystalinity se u daného polymeru zpravidla koeficient tření snižuje. Naopak vliv stupně krystalinity na velikost jeho opotřebení není jednoznačný. Například u polyamidů má snížení stupně krystalinity příznivý vliv, zatímco polytetrafluorethylenu je tomu naopak [11].

2.2.3 Aditiva

Tribologické vlastnosti polymerů lze v technické praxi ovlivňovat přísadami, které mohou být přidávány nejen z hlediska tribologických vlastností, ale také např. z hlediska modifikace jejich pevnostních a teplotních charakteristik. Jsou jimi antidegradanty, které zvyšují odolnost vůči UV záření, snižují teplotní degradaci, nebo antioxidanty, které zvyšují chemickou odolnost polymeru. Zlepšení mechanických vlastností se provádí za pomoci plniv. Jsou jimi vláknová plniva z různých materiálů (např. přírodní vlákna juty, lnu, konopí, uhlíková vlákna) nebo plniva ve formě prášků (talek, uhličitan vápenatý). Například Petera ve své práci zjistí, že přidáním talku do propylenu Kelburon 95610 je

docíleno vyšší pevnosti a tuhosti, ale klesá otěruvzdornost vůči abrazivnímu opotřebení, která se s vyšším obsahem plniv zmenšuje [12]. Talek je tedy plnivo, které otěruvzdornost zhoršuje. Naopak přidáním uhlíkových vláken a bronzových částic do polytetrafluorethylenu, otěruvzdornost značně zvýšilo. Je to dáno tepelnou vodivostí bronzu, který zvyšuje odvod tepla z kontaktní plochy [4].



Obr. 2.4: Vliv množství plniv a maziv na opotřebení při různých zatíženích (polyester plněný bavlnou s grafitem jako mazivo) [13]

2.3 Stanovení abrazivního opotřebení

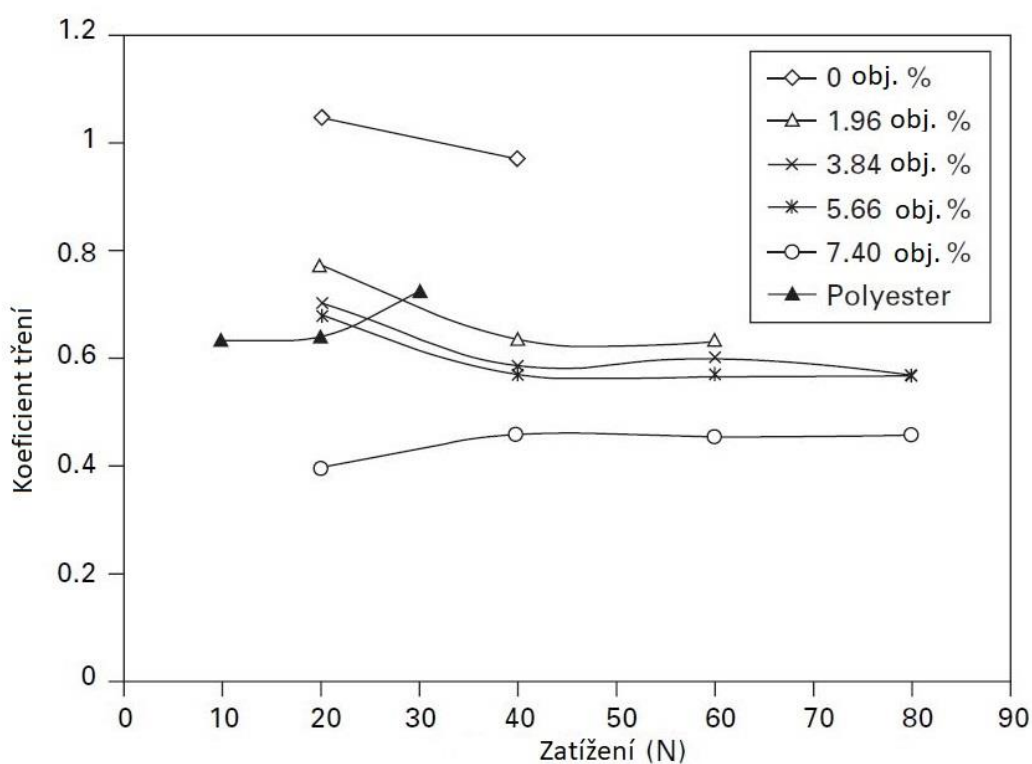
K měření opotřebení se používají jednoúčelové stroje různých konstrukcí. Stroj musí zajistit požadované parametry dané charakterem testu, přičemž se může jednat o zkoušky s vázaným nebo volným abrazivem. V prvním případě je přístroji upnuta dvojice vzorků, jeden z nich vykonává lineární, nebo rotační pohyb. Pohyblivý vzorek je v kontaktu s nepohyblivým vzorkem jednoduchého tvaru, ať už v bodovém, přímkovém či plošném styku. Zkušební dvojici je možné umístit do krytu za účelem vytvoření požadovaných atmosférických podmínek zkoušení. Abrazivní opotřebení lze dále hodnotit za přítomnosti maziva, či přítomnosti volných částic třetího materiálu

(volného abraziva). U zkoušek s volným abrazivem mohou být abrazivní částice vyspávány mezi vzorky. Abrazivními částicemi může být rovněž naplněna nádoba, která se vůči vzorkům pohybuje, případně je použita uzavřená nádoba, ve které je umístěna hřídel s kotoučem, na kterém jsou uchyceny testovací vzorky. Abrazivní částice jsou v roztoku vody a jsou jimi křemičité písky, nebo oxidy hliníku (sand-slurry test). Výsledkem je relativní váhový úbytek materiálu, který je porovnáván se ztrátou hmotnosti u srovnávacího vzorku (zpravidla oceli) [14]. Hlavními provozními parametry ovlivněné konstrukcí a nastavením zkušebního stroje jsou způsob vzájemného pohybu těles a způsob jejich kontaktu, rychlost jejich pohybu, velikost zatížení kontaktních ploch, teplota, čas a okolní prostředí [4].

2.3.1 Provozní parametry

Vzájemný pohyb vzorků může být realizován několika způsoby. Test může být vykonán za lineárního nebo rotačního pohybu, nebo jejich kombinace, pokud jsou oba vzorky uvedeny do pohybu. Lineární pohyb je možné realizovat pomocí lineárního vedení poháněného servomotorem, nebo pomocí klikového mechanismu. Lineární vedení může být realizováno pomocí řemenu, nebo skrze závitovou tyč. Pro zkoušení vzorku za rotačního pohybu je volen rotující kotouč, nebo válec. Způsob kontaktu je určen tvarem vzorků a vzájemnou polohou upnutí vůči sobě. U většiny polymerů s rostoucí *rychlostí* klesá koeficient tření a klesá míra opotřebení, avšak tento trend závisí na druhu materiálu. Vyšší rychlost je spojena s nárůstem teploty [4]. *Zatížení vzorku silou* je možné realizovat staticky (např. závažím na páce). Normálová síla (F_n) je tedy konstantní na rozdíl od dynamického způsobu zatížení vzorků (např. počítačem řízenou elektromagnetickou soustavou), kde je normálová síla (F_n) funkcí času nebo dráhy. V případě polyesteru se při větší zátěži zvyšuje míra opotřebení a koeficient tření. Pokud je přidán grafit a bavlna ve formě plniv je tento trend opačný do 6 % plnění. Při plnění nad 6% koeficient tření s větším zatížením opět roste (viz Obr. 2.5) [13]. Měření zatížení je realizováno pomocí tenzometrů. Velké změny v opotřebení polymerů způsobuje *teplota* vzorků. U polymerů dochází obecně ke skokovým změnám vlastností v oblasti teploty skelného přechodu (T_g) a to zejména u amorfních polymerů, u semikrystalických termoplastů v okolí teploty tání (T_m). Koeficient tření má tendenci s rostoucí teplotou klesat [4]. K měření teploty je možné použít termočlánky

a infračervené pyrometry. Výsledné opotřebení je také ovlivněno *délkou testu* – delší silové působení vede k většímu opotřebení. Pokud je testováno s proměnnými provozními parametry, je vhodné si je zvolit jako závislou funkci na nezávislé funkci například na čase, vykonané dráze testu, otáčkách stroje apod. Pokud je pracováno s konstantními parametry, je vhodné si stanovit vlastní délku testu, kterou budeme dané vzorky testovat. Na míru opotřebení vzorku má také vliv *okolní prostředí*. Pokud bude polymer vystaven atmosféře plynu, se kterou chemicky interaguje, dochází k rozrušení molekuly polymeru a v kombinaci s mechanickým kontaktem k vyšší míře opotřebení [8].



Obr. 2.4: Vliv zatížení a podíl plniv na koeficient tření [13]

2.3.2 Zkušební standardy s vázaným abrazivem

Pro naši aplikaci je možné vycházet ze standartních zkušebních metod, a to konkrétně ze standardů ASTM G99-17 (tzv. Pin-on-disc) pro rotační tribometr a ASTM G133-05 (tzv. Linear reciprocating wear test) pro lineární reciproké zkoušení opotřebení (obr. 2.5). Tyto standardy definují rozměry zkušebních vzorků a provozní parametry testů umožňující jejich následné mezilaboratorní srovnání (ILC). V technické praxi jsou

používány i další mezinárodní/národní předpisy a normy, které jsou jejich obdobou (liší se např. tvarem vzorků, rychlostí jejich vzorků apod.)

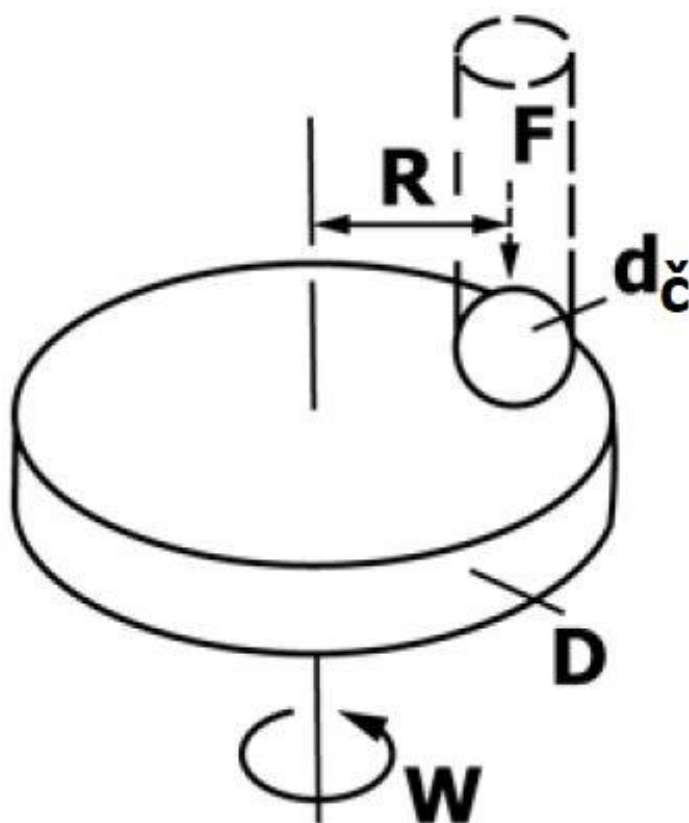
Standard ASTM G99-17 definuje zkušební sestavu, kde je brusný vzorek ve formě válcového kolíku se zakončením kulového tvaru tlačén normálovou silou na rotující disk, skrze rameno, na kterém je umístěno závaží vyvolující požadované zatížení. Toto rameno musí být dostatečně tuhé, aby byl co nejvíce eliminován vliv vibrací v průběhu testu. Přípustné je i pneumatické či hydraulické vyvození síly. Pohyb kolíku je vykonáván po stejném průměru kotouče po celou dobu testu, dráha brusného vzorku po disku je tedy kruhová. Standard připouští variantu, kdy je kotouč stacionární a pohyb vykonává válcový kolík. Kotouč je přitlačnou silou přes kolík vychylován z kolmé polohy vůči kolíku. Dle tohoto standartu je nutné konstrukčně zajistit, aby výchylka od kolmosti kolíku a disku nebyla větší než $\pm 1^\circ$. Pro širší volbu provozních parametrů je vhodné zařízení opatřit motorem s proměnnými otáčkami, které budou pro daný test konstantní v rozsahu $\pm 1\%$ jmenovitých otáček motoru při plném zatížení. Testy se zpravidla provádějí v rozsahu 60 až 600 otáček za minutu. Přístroj musí umožňovat sledování rychlosti a musí být schopen zkoušku dokončit při stanoveném počtu cyklů. Míru opotřebení vzorků je možné měřit několika způsoby, a to rozdílem hmotností před a po testu, nebo změnou rozměrů přepočtenou na objemovou ztrátu. Standart připouští obě možnosti, avšak doporučuje měřit rozměrovou ztrátu vzorku, jelikož hmotnostní ztráta je často malá a je obtížné ji přesně změřit. Tím je eliminována chyba způsobená nehomogenitou materiálu. Měřicí zařízení musí při měření změny rozměru dosahovat přesnosti $2,5\text{ }\mu\text{m}$, při měření úbytku hmotnosti min. $0,1\text{ mg}$. Metodika dále stanovuje provozní parametry testů pro mezilaboratorní porovnání výsledků zkoušek (tab. 2.1). Testoval lze i za jiných provozních parametrů, avšak při zachování podstaty. Je nutné dodržet rozměry zkušebních vzorků. Zakončení čepu vzorku musí být kulového tvaru o průměru v rozsahu 2-15 mm pro kotouč 30-100 mm o tloušťce 2-10 mm.

Před zahájením testu je nutné kontaktní plochy obou těles očistit od všech nečistot. K čištění povrchu vzorku by neměly být použity přípravky na bázi chloru, či jiná filmotvorná čistidla, které by mohla ovlivnit výsledky testu. Pokud jsou vzorky důkladně zbaveny nečistot, zváženy a změřeny, jsou na stroji nastaveny požadovaný počet cyklů a kluzná rychlost. Vzorky jsou po upnutí a zatíženy požadovanou silou, přičemž je nutné

dbát na kolmý styk kotouče a čepu. Test začíná pod zatížením vzorku a jeho průběh nesmí být přerušen. Po dosažení požadovaného počtu cyklů a ukončení testu je před měřením rozměrů (případně hmotnosti) vzorek opět očištěn [15].

Tab. 2.1: Provozní parametry dle ASTM G99-17 pro ILC [15]

Normálová síla [N]	10
Kluzná rychlost [m/s]	0,1
Kluzná dráha [m]	1000
Průměr zakončení čepu [mm]	10
Okolní atmosféra	vzduch
Nominální teplota [°C]	23
Relativní vlhkost prostředí [%]	12 až 78
Rádus dráhy čepu po kotouči [mm]	25 až 35



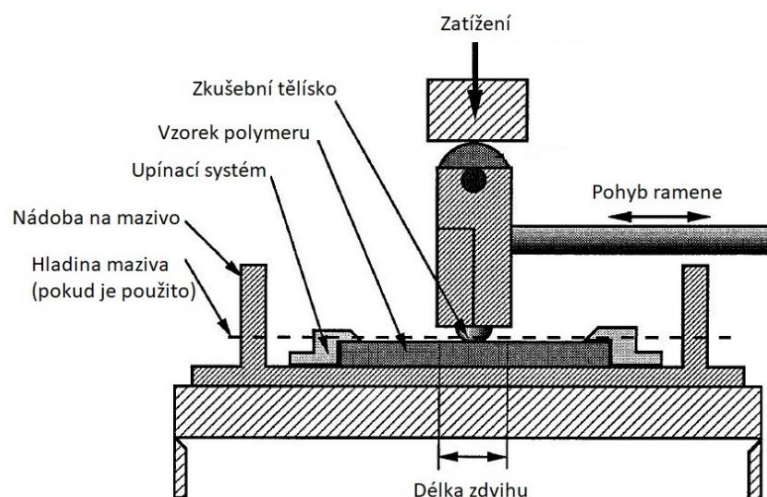
Obr. 2.5: Schéma metody Pin-on-disc [15]

(F – zatěžující síla, $d_{\text{č}}$ – průměr sférického zakončení čepu, D – průměr kotouče, W – otáčky kotouče, R – rádius dráhy kterou čep vykonává po kotouči)

Standard *Linearly Reciprocating Ball-on-Flat* (obr. 2.6) definuje sestavu pro reciproké lineární zkoušení opotřebení a zjištění koeficientu tření. Základní konfigurací tohoto standartu je zatížená kulička vykonávající lineární pohyb po deskovitém vzorku. Tvar dráhy vykonán zkušební kuličkou je tedy přímka. Metoda také připouští také konfiguraci, kdy pohyb vykonává deskovitý vzorek a kulička je statická. Hnací ústrojí musí být schopné překonat třecí odpor mezi kuličkou a deskou. Pro brusný vzorek lze použít ložiskové kuličky, která musí být během zkoušky dostatečně sevřená, aby v průběhu zkoušky nedocházelo k jejímu pootočení. Držák této kuličky musí být dostatečně tuhý, aby při periodické změně směru pohybu nedocházelo k jeho vychýlení. Upnutí deskovitého vzorku musí zabránit jeho posunutí, či jinému vychýlení z vodorovné polohy. Předpis doporučuje pravidelnou kalibraci hnacího a zatěžovacího ústrojí, aby bylo možné dopočítat skutečnou dráhu vzorků a zjistit jejich skutečné zatížení. Pro mezilaboratorní srovnání (ILC) jsou přípustné dvě konfigurace provozních parametrů (tab. 2.2). Metoda A je tzv. test opotřebení za pokojové teploty bez přítomnosti maziva. Metoda B definuje parametry pro zkoušení opotřebení za zvýšené teploty a za přítomnosti maziva. Příprava vzorků, jejich čištění a metodika vyhodnocení testů probíhá stejně jako u metody pin-on-disc. Čištění povrchu je dovoleno pouze čistidly, která nevytvářejí na povrchu polymeru vrstvu, jenž ovlivní měření výsledků. Vyhodnocení testu je možné dle váhového či objemového úbytku materiálu ze vzorku polymeru [16].

Tab. 2.2: Provozní parametry dle ASTM G133-05 pro ILC [16]

	Metoda A	Metoda B
Průměr kuličky [mm]	4,76	4,76
Zatěžující normálová síla [N]	25	200
Délka zdvihu [mm]	10	10
Oscilační frekvence [Hz]	5	10
Doba testu [s]	1000	2000
Teplota prostředí [°C]	23	150
Relativní vlhkost [%]	40 až 60	40 až 60
Mazání	ne	zcela kryto mazivem



Obr. 2.6: Schéma metody Pin-on-flat [16]

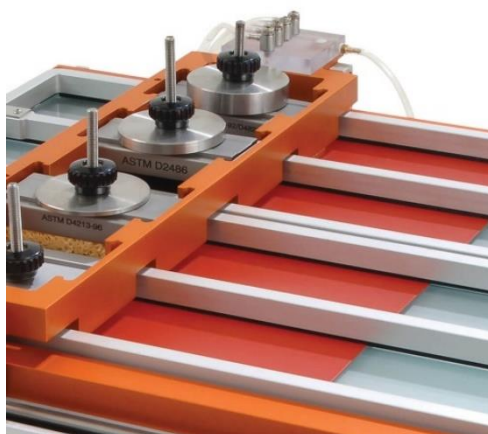
2.3.3 Příklady používaných tribometrů

Taber Abraser (obr. 2.7) – Testování probíhá na vzorku o max. tloušťce do 13 mm, který je připevněn na rotačním talíři a vystaven otírání dvěma abrazivními kolečky o určitém tlaku. Charakteristická opotřebovací činnost je vytvářena kontaktem testovaného vzorku, točícího se po vertikální ose, proti dvěma abrazivním kotoučům, ty jsou poháněny vzorkem v opačném směru po horizontální ose. Jeden brusný kotouč tře vzorek vně směrem ke kraji, druhý zevnitř směrem ke středu. Výsledkem jsou dvě překřížené stopy oblouků na ploše velké asi 30 cm², což dostačuje pro charakterizování otěruvzdornosti většiny materiálů. Důležitou vlastností přístroje je, že brusné kotouče vytvářejí na povrchu vzorku kruh, což umožňuje odhalit odolnost materiálu ve všech úhlech. Vhodnou volbou brusných kotoučů lze dosáhnout napodobení všech stupňů opotřebování. K přístroji jsou dodávány dva typy kotoučů – pružné a nepružné. Volba abrazivního kotouče je nejlépe určována předběžným testováním na materiálu, který má být hodnocen. Působení zkušebního kotouče by mělo co nejvíce reprodukovat opotřebení, jakým se bude materiál skutečně opotřebovávat. Oba druhy kotoučů jsou dodávány ve variantách různých drsností pro velký rozsah abrazivních opotřebení. Pružné kotouče jsou vyrobeny z karbidu křemíku a oxidu hliníku pojené pružným pojivem. Nepružné kotouče jsou vyrobeny ze stejných abraziv, jsou však pojeny nepružným vitrifikovaným (jílovým) pojivem. Zatížení vzorků je realizováno hmotností ramena, na které lze umístit závaží pro dosažení požadovaného zatížení [17].



Obr. 2.7: Taber Abraser model 1700 [17]

Elcometer (obr. 2.8) – je zkušební přístroj pro reciproké lineární zkoušení otěruvzdornosti a omyvatelnosti materiálů plochého tvaru s širokým rozsahem testovacích nástrojů (čepem s kulovým koncem, kartáčem z přírodních štětín, polyamidovým kartáčem, houbičkou, abrazivní podložkou). Tyto nástroje jsou opatřeny přídatným závažím pro vyvození požadovaného zatížení. Sestava je umístěna do lineárního vedení, kterému je možné nastavit zdvih v rozsahu 10 – 300 mm s frekvencí 10 – 65 cyklů za minutu. Testovaný materiál je upnut pomocí dvou rámců, které vytváří čtyři zóny. Je tedy možné zkoušet až čtyřmi nástroji zároveň na jednom vzorku. Dostupné jsou varianty pro suché i mokré zkoušení [18].



Obr. 2.8: Elcometer 1720 osazený čtyřmi nástroji [12]

2.4 Rozbor konstrukčních variant zařízení pro měření opotřebení polymerů

Jelikož katedra strojírenské technologie Fakulty strojní má k dispozici rotační tribometr, bude připravovaná konstrukce zařízení orientována na lineární pohyb vzorků. Z toho důvodu je tato kapitola věnována pouze rozboru konstrukčních variant za lineárního pohybu vzorků. Zkušební zařízení je možné rozdělit na několik dílčích systémů. V této kapitole budou rozebrány jejich konstrukční alternativy vycházející ze standardu ATSM G133-05, z nich vzejde finální provedení zařízení.

2.4.1 Pohonná jednotka a vedení

Musí zajistit plynulý pohyb vzorku při stanovené rychlosti a frekvenci pohybu. Systém musí být opatřen sledováním polohy, které zajistí jeho přesné polohování. Možné je tedy stanovit skutečnou dráhu, po kterou jsou vzorky v kontaktu, což je podmínkou reprodukovatelnosti testů a jejich vzájemného porovnání. Dalším požadavkem na polohování je nutnost překonání třecí síly, která působí ve styku vzorků v tangenciálním směru. Vedení dále musí být schopné přenést zatěžující normálovou sílu na rám zařízení.

V rámci zachování flexibility provozních parametrů je nutné, aby pohon byl schopen měnit otáčky a smysl otáčení. Vhodnou volbou pro generování otáčivého pohybu se jeví servomotory. Je to dáno jejich rozměrovou kompaktností, jednoduchým řízením a relativně tichým chodem. Pohonná jednotka musí být tedy opatřena řídicími prvky, zdrojem napětí a v některých případech i zpětnovazebním členem. Servomotory mohou být poháněny jak střídavým zdrojem, tak i stejnosměrným zdrojem proudu. Jelikož stavitelnost otáček bez ztráty výkonu spočívá u střídavých motorů ve změně frekvence, je nutné opatřit pohonný systém i frekvenčním měničem. Ten se však vzhledem k vysoké pořizovací ceně jeví jako nevhodná varianta. Krokové motory mají vysokou přesnost v polohování a jsou schopny přenést značné zatížení, avšak kvůli jejich diskrétní povaze pohybů není při nízkých otáčkách docíleno plynulého chodu. Výhodou krokový motorů je absence nutnosti zpětné vazby, jelikož řízení probíhá v krocích. Další variantou pro zamýšlenou aplikaci jsou stejnosměrné servomotory. Jejich otáčky jsou řízeny změnou napětí a vyžadují zpětnovazební člen pro určení polohy. Jsou konstruovány ve variantě s kartáči a bez kartáčů. U motorů s kartáči jsou uhlíky v neustálém styku s komutátorem a dochází k jejich opotřebení. Což zvyšuje nároky

motoru na údržbu. Lineární motor je netočivým typem pohonu fungující na principu silových účinků magnetického pole, jako u otáčivých motorů. Není potřeba dodatečných mechanismů, jelikož vykonává posuvný pohyb. Hlavní nevýhodou tohoto typu pohonu je vysoká pořizovací cena [19, 20].

Jelikož zkušební stoj bude vykonávat lineární pohyb, je nutné rotační pohyb z motoru převést na posuvný pohyb. Šroubové tyče s maticí jsou schopny poskytnout požadovanou rychlost, přenesení zátěže i přesné polohování. Nevýhodou tohoto převodu je nutnost izolace závitu od znečištění a velké tření, které je možné eliminovat vhodným mazáním, nebo instalací ložiskových kuliček do styku šroubovice s maticí. Může u nich také docházet ke zvýšenému opotřebení kuličkových tělísek ve vedení, jelikož stroj bude vykonávat opakované pohyby, což vede k častému styku stejných kuliček se závitem. Kulisový mechanismus se jeví jako vhodná alternativa. Odpadá nutnost změny orientace otáček motoru. Nevýhodou je omezená volba zdvihu [21].

2.4.2 Systém zatížení vzorku

Hlavním požadavkem na tento systém je vyvození stálého zatížení po celou dobu testu. Toho je možné dosáhnout několika způsoby. Velké přesnosti zatížení je dosaženo hydraulickým nebo pneumatickým pístem. Tento systém však vyžaduje externí zdroj stlačeného plynu v případě hydraulického systému čerpadlo. To je v rozporu s rozměrovou kompaktností celého zařízení a značně zvyšuje jeho cenu. Další možností je vyvození zatížení elektromagneticky pomocí cívky. Po přivedení proudu na cívku se vytvoří elektromagnetické pole, které způsobí vychýlení upínacího čepu. Výhodou je absence zpětnovazebního členu, jelikož je možné přepočítat aplikovanou sílu z proudového odběru cívky. Konstrukčně jednoduchým a levným řešením jsou systémy založené na mechanickém principu. Může tak být učiněno pomocí lineární pružiny. Síla, kterou pružina vyvodí, je přímo úměrná její tuhosti a stlačení. Tento princip však není vhodný pro testování vzorků, kde bude docházet k velkým úbytkům materiálu, jelikož se tím změní stlačení a vyvozená síla se tím změní. Alternativou je vyvození síly pomocí závitu. Je zde potýkáno s podobným problémem jako u pružiny, avšak to je možné eliminovat připojením závitové tyče na servomotor. Ve spojení se zpětnou vazbou v podobě tenzometru servomotor závit dotahuje a povoluje a tím dosáhne požadovaného zatížení vzorků. Nejjednodušším řešením se jeví zatížení vzorku tíhou.

Vyvozenou sílu je možné měnit přidavkem či úběrem závaží. Nejmenší vyvozená síla je však tíha upínky vzorku. To je možné eliminovat protizávažím, nebo pružinou, která způsobí silovou rovnováhu.

2.4.3 Upnutí vzorků

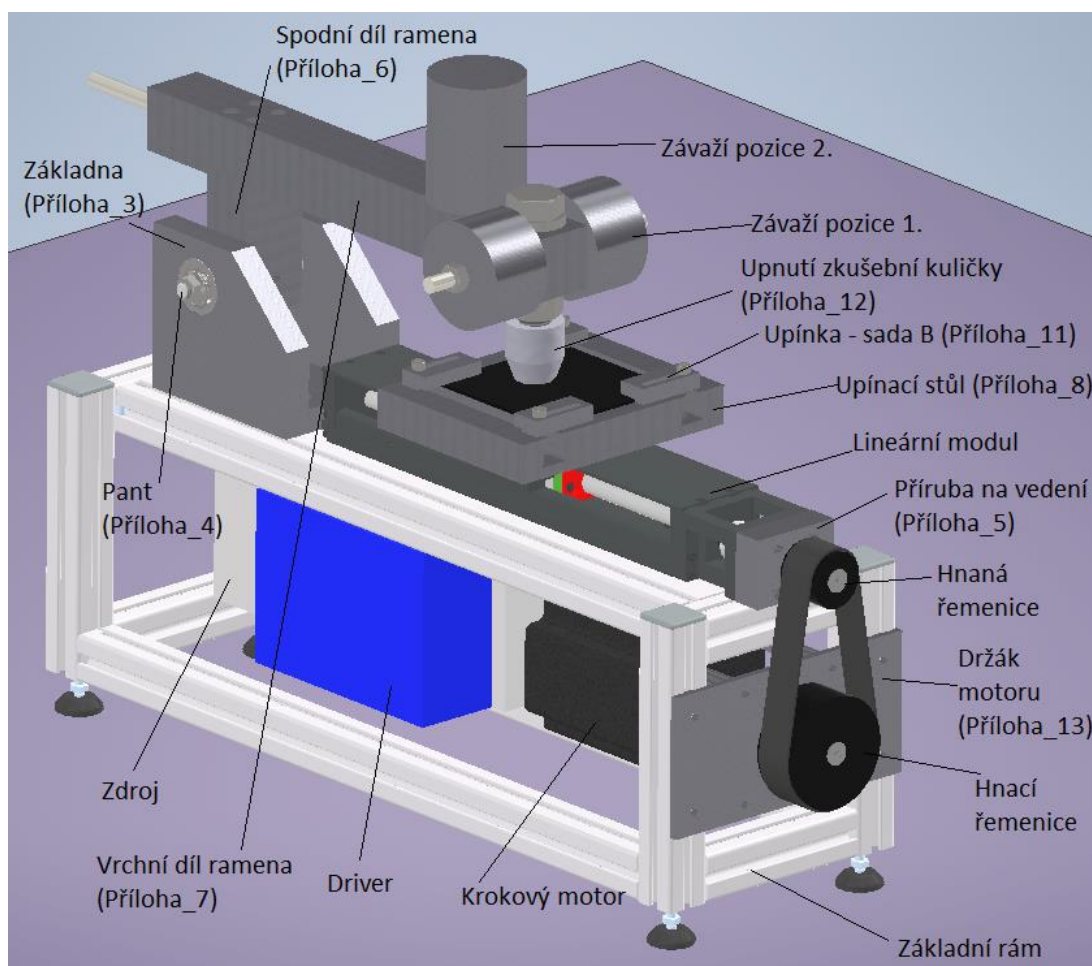
Systém upnutí vzorků musí zabránit jejich pootočení, nebo vychýlení z požadované polohy a pevně je upnout k zařízení, avšak vzorky nesmí deformovat. Pro širší možnost aplikace celého zařízení by upínky měli nabízet možnost upnutí různých rozměrů a tvarů vzorku

Pokud bude vycházeno z principu pin-on-flat, bude muset být kontaktní část zkušebního protikusu ve tvaru koule. Levnou variantou jsou ložiskové kuličky, které výrobce nabízejí v širokém spektru materiálů a rozměrů. Trh nabízí kuličky z kalených a legovaných ocelí, keramiky, skla či barevných kovů.

Upnutí deskovitého vzorku může být založeno na různých fyzikálních principech. Upnutí pomocí magnetického stolu nabízí široké možnosti rozměrových variant vzorků. Nevýhodou tohoto systému je vysoká pořizovací cena, rozměrová náročnost a možnost upnutí pouze feromagnetických materiálů. Aplikace na zkoušení polymerů je tedy nevhodná. Mechanické upnutí je tak tedy jediným možným řešením. Opět je potřeba dbát na co nejširší rozměrovou škálu upínaných vzorků. To umožní upínací profily, do kterých se vkládají šrouby s tvarovou hlavou (T – tvar, rybinový tvar). Šroub je možné umístit po celé délce profilu. Dotažením matice na šroubu je docíleno sevření potřebné upínací síly. Jelikož je nevhodné do vzorku vrtat díru pro šroub, z hlediska dalších dodatečných operací, ale také z důvodu ovlivnění struktury zkoušeného vzorku v oblasti díry, je vhodné do systému upínání vložit mezikus. Vzorek tedy nebude v přímém kontaktu s upínacím šroubem. Tato součást upínacího systému musí zajistit zabránění posuvu a pootočení ve všech směrech.

3 Popis navrhované konstrukce zařízení

Zařízení, které bude sloužit k hodnocení otěruvzdornosti povrchů polymerního materiálu za lineárního pohybu, vychází z metody Pin-on-flat (viz obr. 2.6) a lze rozdělit na několik dílčích systémů: pohonný systém, systém zatížení polymerního vzorku a systém jeho upnutí. Model navrhované konstrukce je uveden na obr. 3.1.



Obr. 3.1: Model zkušebního zařízení

3.1 Popis pohybového systému

Pohyb upínacího stolu je vykonáván pomocí dvoufázového krokového motoru 86CM85 (výrobce Leadshine Technology) s přidržovacím momentem 8,5 Nm, na který je připojena ozubcová spojka spojující hřídel motoru a hnací hřídel řemenice (viz příloha 1). Ta je uložena v ložisku, tak aby radiální síla od řemene nebyla celá přenášena na hřídel motoru, ale skrze ložisko na rám zařízení. Na konci hřídele je hnací ozubená řemenice profilu HTD 5, která skrze řemen (řady Synchronbelt, výrobce

Contitental) roztáčí hnanou řemenicí. Ta je umístěna na hnané hřídeli (viz příloha 2), jež je usazena v ložisku, a pomocí oldhamovy spojky je spojena na hřídel lineárního modulu značky Hiwin s maximální délkou zdvihu 270 mm. Lineární modul sestává z nosného profilu, který přenáší kolmé síly ze stolu na rám zařízení a z kuličkového šroubu o stoupání 5 mm, jenž převádí rotační pohyb na posuvný. Samotný motor je potom řízen digitálním programovatelným driverem EM806 od výrobce Leadshine Technology. Výrobce k driveru dodává jednoduchý řídicí software, není tedy potřeba pohonný systém opatřit logickou řídicí jednotkou, avšak do budoucna je s tímto vylepšením počítáno a zařízení bude možné logickou jednotkou opatřit. Celý pohonný systém je napájený stejnosměrným spínaným průmyslovým zdrojem SR S608 od výrobce Leadshine Technology s výkonem 400 W při napětí 60 VDC, které je možné řídit pomocí trimeru v rozsahu $\pm 10\%$ jmenovitého napětí.

3.1.1 Driver krokového motoru

Jako driver byl použit typ EM806 (viz obr. 3.2), jedná se o digitální programovatelný driver od výrobce Leadshine Technology pro ovládání dvoufázových a čtyřfázových krokových motorů. Maximální frekvence řídicích pulzů je 200 kHz. Driver funguje na několika škálách napětí v rozsahu 24 - 80 VDC, podle toho se mění výkon dodávaný krokovému motoru. Řídicí software (viz obr. 3.3) nabízí dva režimy provozu a to rotace motoru jedním směrem a rotace jedním směrem a následnou rotací do opačného směru do výchozího místa začátku cyklu. Samozřejmostí je možnost nastavení smyslu rotace otáčení rotoru motoru v obou směrech. Mezi řiditelné dynamické parametry patří rychlost otáčení v rozsahu 0 - 20 ot.s^{-1} , maximální zrychlení v rozsahu 0- 200 ot.s^{-2} , počet otáček, počet cyklů a prodleva mezi jednotlivými cykly. Driver nabízí možnost mikrokrokování (1 - 512 mikrokroků), které je stavitelné softwarově nebo pomocí DIP přepínačů přímo na driveru. Další DIP přepínače slouží k přepínání pracovních proudů v rozsahu 0,35 – 6 A a typu ovládaného motoru, jelikož driver je opatřen funkcí autotune, sloužící k automatické konfiguraci proporcionální a integrální složky signálu. Systém není nutné opatřit koncovými snímači, jelikož je driver opatřen funkcí sensorless stall detection. Tato funkce zabránila poškození pohybových komponent zařízení v mezních případech, kdy dojde pohybový stůl do krajní polohy. Nastane ztráta kroku a driver zastaví otáčky motoru.



Obr 3.2: Driver EM806 [22]

Use the slider below to change your test speed. It will be displayed on "Speed" text box automatically.

Speed (rps) Acceleration (r/s²) Interval Time (ms)

Distance (r) Repeat

Motor Moving Direction
☒ Positive and Negative ☒ Positive

Obr. 3.3: Uživatelské rozhraní ovládání driveru

3.1.2 Krokový motor

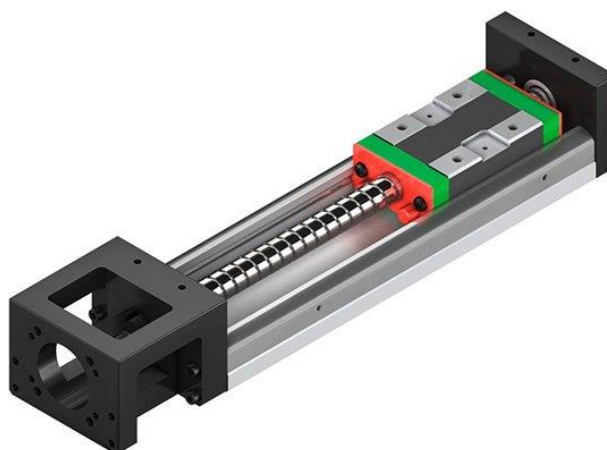
Při konstrukci zařízení byl použit krokový motor 86CM85, který je charakteristický maximálním přidržovacím momentem o velikosti 8,5 Nm při proudu 8 A. Jedna otáčka je rozdělena na 200 dílčích kroků. Jeden krok tedy odpovídá 1,8° pootočení rotoru. Výstupní hřídel o průměru 12,7 mm a délky 32 mm je opatřena drážkou pro pero a je napojena na hnací hřídel pomocí ozubcové spojky. Do motoru je přivedena kabeláž o čtyřech separovaných vodičích (A+ A- B+ B-), které jsou napojeny do příslušných pinů na driveru. Motor je k zařízení upevněn na plech pomocí šroubů a válcových stojin (viz příloha 9), skrze přírubu vnějších čtvercových rozměrů 86 mm.



Obr. 3.4: Krokový motor 86CM85 [22]

3.1.3 Lineární modul

Použit byl lineární modul řady KK (obr. 3.5) od výrobce Hiwin, jedná se o kompaktní modul s kolejnicovým vedením a kuličkovými šrouby. Výrobce nabízí široké množství rozměrových variant, ke kterým jsou dodávány příruby pro motory, spojky či snímače polohy. Dle charakteru pracovního prostředí je možné moduly osadit krytovaním: plechem nebo krycím měchem, jenž zabrání proniknutí nečistot ke kuličkové šroubovici posuvu. Kuličkový šroub o stoupání závitu 5 mm je oboustranně uložen ve valivých ložiskách. Po šroubu, jeho otáčením, je možné polohovat vozíkem s integrovanou kuličkovou maticí a maznicí. Výrobce doporučuje pravidelné mazání po 300 km. Konec šroubu je zakončen výstupní hřídelí, na kterou je svěrným spojem upevněna Oldhamova spojka. Maximální rychlost posuvu lineární osy KK je výrobcem stanovena na 1100 mm.s^{-1} .



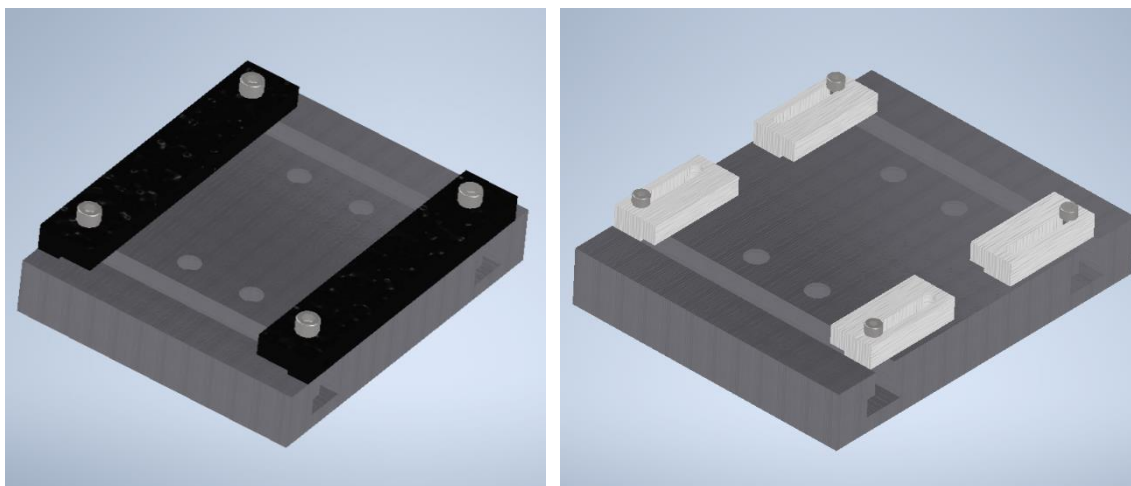
Obr. 3.5: Lineární modul KK bez krytování [23]

3.2 Popis systému zatížení

Vyvození konstantního zatížení v průběhu testu je vykonáváno vlastní tíhou ramene a tíhou přídatných závaží. Přídatná závaží je možné umístit z boku nebo z vrchu ramene na šrouby. Z druhé strany ramena je také umístěn šroub, pro umístění protizávaží. Závaží jsou poté zaaretovány maticí. Je tak zabráněno jejich pohybu. V rameni je skrze díru umístěn šroub M20, na který je připevněno sklíčidlo se zkušebním kovovým vzorkem – protikusem k polymernímu vzorku. Rameno je robustně zkonstruováno z tyče čtvercového průřezu pro velkou tuhost. To zabrání přenosu vibrací ze styku zkušebního vzorku a polymeru. Rameno je rotačně zavazbeno na otočném čepu uloženého přesně v ložiskách. Pokud tedy dojde k úběru zkoušeného materiálu, celé rameno se pootočí. Pro tloušťku vzorku 3 mm leží osa otáčení čepu v rovině styku zkušebních těles, tak aby třecí síla ve styku materiálů nevytvářela moment opačného směru a nenadlehčovala rameno. Čep je do budoucna možné osadit rotačním enkodérem, který bude sledovat výchylku ramene, skrze jeho pootočení. Před počátkem testu bude možné přesné ustavení ramene do vodorovné polohy vůči stolu, podle polohy enkodéru na čepu.

3.3 Upínací systém polymerního vzorku

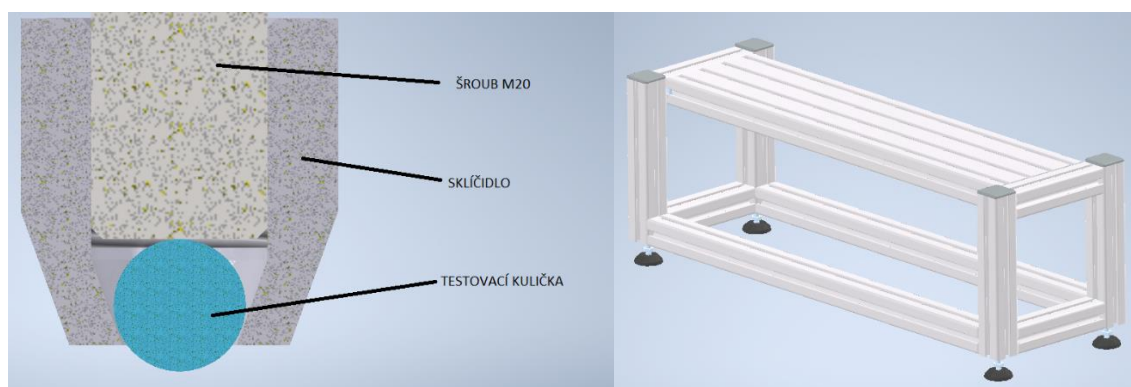
Upnutí vzorku polymeru je realizováno pomocí stolu, který je čtyřmi šroubovými spoji upevněn na pojezdu lineárního modulu. V tomto stolu jsou vyfrézovány dvě T drážky, ve kterých jsou umístěny kameny se závitem. Do tohoto závitu je našroubován šroub, který stáhne upínku k rovině stolu. K zařízení jsou vyrobeny dvě sady upínek. První sada (A), viz obr. 3.6 a příloha 10, sestává z dvou kusů a je vhodná k upnutí užších vzorků. V podélném směru jsou upínky plně stavitelné, je jimi možné upnout vzorky maximálních rozměrů 100 x 80 mm. Délka zdvihu je však omezena na 60 mm. Druhá sada upínek (B), viz obr. 3.6, je složena ze čtyř kusů. Upínky jsou v podélném směru opět plně stavitelné do maximální délky vzorků 100 mm. Omezení je zde na minimální šířce vzorku 50 mm. Výhodou druhé sady upínek je možnost zdvihu po celé délce polymerního vzorku. Upínací stůl s T drážkou nabízí široké možnosti upínacích prvků. Dle potřeb aplikace je možné vyrobit další sady upínek např. pro upínání vzorků polymeru kruhového tvaru atd. Do budoucna je možné upínací šrouby opatřit excentrickým pákovým upínáním, které zrychlí výměnu vzorků.



Obr. 3.6: Systém upnutí polymerních vzorků: sada A (vlevo), sada B (vpravo)

3.4 Upínací systém kovového vzorku

Kovovým vzorkem je ocelová kulička, která je uložena na zkosené ploše sklíčidla, ve kterém je díra. Skrz díru bude přesahovat ložisková kulička o průměru v rozmezí od 13 do 15 mm. Vnitřní válcová plocha je opatřena závitem, do kterého je zašroubován stavěcí šroub M20 s šestihrannou hlavou. Dotažením toho šroubu je zajištěno pevné upnutí a vycentrování ložiskové kuličky na kuželovou plochu pouzdra (viz obr. 3.7). Použit lze kuličku různých materiálů o různé tvrdosti.



Obr. 3.7: Systém upnutí ocelové kuličky (vlevo) a základní rám zařízení (vpravo)

3.5 Základní rám zařízení

Základní rám (viz obr. 3.7) je sestaven ze stavebnicového hliníkového systému firmy Haberkorn. Sestává se z hlavního profilu o rozměrech 500 x 120 x 30 mm, na kterém je z vrchní strany přišroubováno vedení a zatěžující rameno pomocí matic umístěných v drážkách profilu. Zespodu hlavního profilu je přišroubován driver a zdroj elektrické energie. Ostatní profily jsou čtvercového průřezu o délce hrany 30 mm. Do

drážek těchto profilů jsou po dvou delších stranách obvodu umístěny polymerní desky z polymethylmethakrylátu (PMMA), zabraňující přístup k elektrickým částem stroje. Na straně, kde chybí kryt je přišroubovaný nosný plech motoru. S tímto plechem je možné v podélném směru drážek manipulovat. Tím je dosaženo předpětí v řemenovém převodu. Na protilehlé straně je umístěn síťový vypínač, konektor pro připojení elektrické energie a USB kabel s převodníkem RS-232 pro připojení k PC a ovládání zařízení. Na konci vertikálních profilů jsou zespod našroubovány stavitelné nohy. Zařízení je tedy možné vyrovnat do roviny.

4 Kontrolní výpočty

Kontrolní výpočty jsou provedeny za účelem určení životnosti ložisek a lineárního modulu, výkonnostních požadavků na krokový motor a správného dimenzování pohonných hřídelí.

4.1 Kontrola lineárního modulu

Správné dimenzování lineárního modulu vede k dlouhé životnosti zařízení. Do výpočtů musí být zahrnuty všechny statické a dynamické účinky v průběhu testů. Hybnou součástí modulu je kuličkový šroub, který je kontrolován např. na maximální otáčky nebo axiální zatížení závitu.

4.1.1 Kontrola vedení

Při kontrole lineárního vedení jsou uvažovány dynamické účinky sil a momentů. Tyto účinky jsou nahrazeny ekvivalentním zatížením podle katalogu výrobce.

Statické ekvivalentní zatížení a bezpečnost

Staticky na vedení působí tíha upínacího systému vzorků a přídavného zatížení bez účinku setrvačných sil. Tíhová síla (G) působící na vedení je stanovena z rovnice (1) a následujících parametrů:

Hmotnost upínacího stolu: $m_s = 3,55 \text{ kg}$

Hmotnost sady upínek (sada A): $m_u = 0,58 \text{ kg}$

Hmotnost vzorku polymeru: $m_v = 0,03 \text{ kg}$

Celková hmotnost sestavy: $m_c = 4,16 \text{ kg}$

Tíhová síla: $G = m_c * g$ (1)

$$G = 4,16 * 9,81 = 40,8 \text{ N}$$

Celkové normálové zatížení (F_n) působící na vedení je stanoveno z rovnice (2). Jedná se o součet tíhových (G) a zatěžujících sil (F_z). Maximální zatížení (F_z) při testování je zvoleno 200 N.

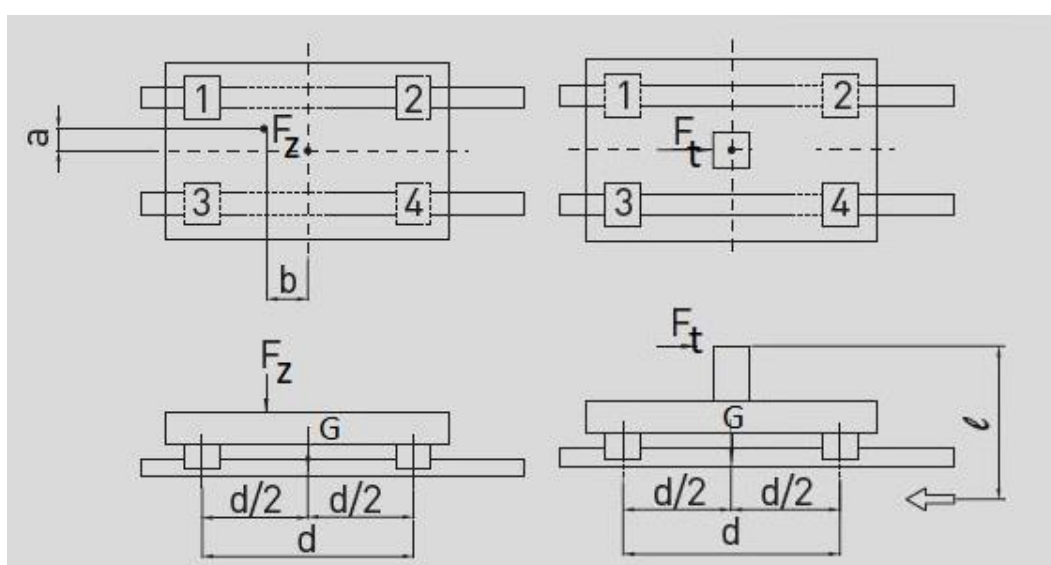
$$F_n = G + F_z$$
 (2)

$$F_n = 40,8 + 200 = 240,8 \text{ N}$$

Normálová síla vyvoluje momentové účinky, pokud je rameno mimo osu procházející těžištěm pojezdového vozíku. Do statického zatížení je nutné započítat i třecí sílu ve styku polymerů, která působí na vedení jen za pohybu, jelikož vytváří statický moment. Při nárůstu adhezních sil, může koeficient tření překročit hodnotu jedna. Pro extrémní případy je uvažováno s maximálním koeficientem tření $f = 1,5$. Dle rovnice (3) je ze zatěžující síly (F_z) a koeficientu tření (f) vypočítána maximální třecí síla.

$$F_t = f * F_z \quad (3)$$

$$F_t = 1,5 * 200 = 300 \text{ N}$$



Obr. 4.1: Schéma zatížení pojezdového vozíku tíhou, třecí a zatěžující silou [23]

Podle katalogu výrobce se ekvivalentní statické zatížení (P_s) vypočte dle vztahu (4) a schématu (viz obr. 4.1), kterému přísluší rozměry: $b = 75 \text{ mm}$, $l = 75 \text{ mm}$, $d = 60 \text{ mm}$ [23].

$$P_s = F_n + \frac{2 * F_z * b}{d} + \frac{2 * F_t * l}{d} \quad (4)$$

$$P_s = 240,8 + \frac{2 * 200 * 0,075}{0,06} + \frac{2 * 300 * 0,075}{0,06} = 1490,8 \text{ N}$$

V katalogu výrobce je uvedena maximální statická únosnost lineárního vedení (C_{stat}) rovna 6468 N. Statická bezpečnost (k_{st}) je stanovena poměrem statické únosnosti a ekvivalentním statickým zatížením (P_s) z rovnice (5):

$$k_{st} = \frac{C_{stat}}{P_s} \quad (5)$$

$$k_{st} = \frac{6468}{1490,8} = 4,33 [-]$$

Podle katalogu výrobce je statická bezpečnost v rozsahu 3 - 5 vhodná pro provoz s rázy a vibracemi. Vedení ze statického hlediska vyhovuje předpokládanému statickému zatížení a bezpečnost $k_{st} = 4,33$ se dá považovat za dostatečnou rezervu [23].

Dynamické ekvivalentní zatížení a životnost

Při stanovení ekvivalentního dynamického zatížení (P_{dyn}) a životnosti (L) je opět vycházeno z katalogu výrobce, kde je uveden vztah pro výpočet ekvivalentního dynamického zatížení, viz rovnice (5). Maximální zrychlení upínacího stolu (a) je uvažováno 2 m.s^{-2} :

$$P_{dyn} = G + 2 * m_c * a * \frac{l}{d} \quad (5)$$

$$P_{dyn} = 40,8 + 2 * 4,16 * 2 * \frac{75}{60} = 363,6 \text{ N}$$

Životnost vedení je stanovena z rovnice (6), do které je zahrnut faktor zatížení lineárního vedení (f_w). Pro rychlosti do 15 m.s^{-1} je jeho hodnota $f_w = 1,2$ [23].

$$L = \left(\frac{C_{dyn}}{f_w * P_{dyn}} \right)^3 * 50 \text{ km} \quad (6)$$

$$L = \left(\frac{3920}{1,2 * 363,6} \right)^3 * 50 \text{ km} = 36265,9 \text{ km}$$

Lineární vedení má při maximálním uvažovaném zatížení životnost 36 265,9 km.

4.1.2 Kontrola kuličkového šroubu

Maximální dovolené axiální zatížení šroubu

Při výpočtu maximální dovolené síly (F_{adov}), dle rovnice (7), je uvažováno s koeficientem uložení šroubu (f_u), bezpečností (k_s), průměrem kuličkového šroubu (d_s), délkou šroubu (L_8). Pro tento případ $f_u = 1$, $d_2 = 12 \text{ mm}$, $L_8 = 300 \text{ mm}$. Bezpečnost je zvolena $k = 3$. V axiálním směru je na šroub působeno třecí (F_t) a

dynamickou silou (F_d). Třecí síla působí vždy proti směru pohybu a dynamická síla proti směru zrychlení. Maximální axiální zatížení (F_{aMAX}), viz rovnice (8), bude na šroub působit při zrychlování stolu a bude dáno součtem těchto dvou sil a musí být menší nebo rovno dovolené axiální síle (F_{aDOV}).

$$F_{aDOV} = \frac{f_u * \pi^3 * E * d_s^4}{64 * L_8^2 * k_s} \quad (7)$$

$$F_{aDOV} = \frac{1 * \pi^3 * 2,1 * 10^5 * 12^4}{64 * 300^2 * 3} = 7801 \text{ N}$$

$$F_{aMAX} = F_t + F_d \quad (8)$$

$$F_{aMAX} = 300 + 2 * 4,16 = 308,3 \text{ N}$$

Podmínka $F_{aMAX} \leq F_{aDOV}$ je splněna.

Maximální otáčky šroubu

Při výpočtu kritických otáček (n_{kr}) kuličkového šroubu, dle rovnice (9), je brán v potaz způsob uložení šroubu (λ) a délka šroubu (L_8). Pro oboustranně uložený šroub je koeficient $\lambda = 3,142$. Maximální otáčky (n_{maxDOV}) by neměly být větší než 80 % otáček kritických, viz rovnice (10) [23].

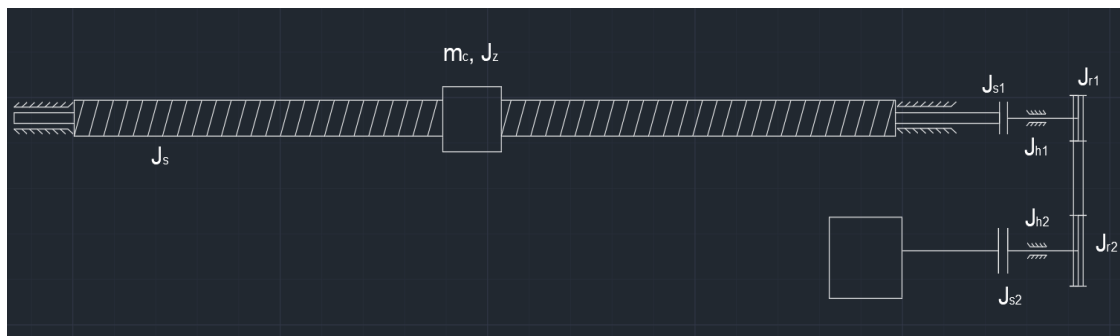
$$n_{kr} = \frac{60 * 10^6 * \lambda^2}{2 * \pi * L_8^2} * \sqrt{\frac{E * d_2^2}{12 * \rho_o}} \quad (9)$$

$$n_{kr} = \frac{60 * 10^6 * 3,142^2}{2 * \pi * 300^2} * \sqrt{\frac{2,1 * 10^5 * 12^2}{12 * 7850}} = 18777 \text{ ot. min}^{-1}$$

$$n_{maxDOV} = 0,8 * n_{kr} = 150216 \text{ ot. min}^{-1} \quad (10)$$

4.2 Momenty setrvačnosti

Pro učení dynamických účinků působících na pohonný systém, je nutné určení momentů setrvačnosti všech kinematických komponent zařízení (viz obr. 4.2) – kuličkový šroub, pojezdový vozík a zátěž na vozíku, spojka na hnané a hnací hřídeli, hnaná a hnací hřídel, hnaná a hnací řemenice.



Obr. 4.2: Kinematické schéma pohonného systému

Převodový poměr mezi šroubem a motorem:

Převod mezi motorem a šroubem vyjadřuje převodový poměr (K_{ms}), který se vypočte poměrem počtu zubů na řemenicích, viz rovnice (11). Hnací řemenice na hřídeli motoru má 40 zubů a hnací řemenice na hřídeli k vedení má 20 zubů.

$$K_{ms} = \frac{z_1}{z_2} \quad (11)$$

$$K_{ms} = \frac{40}{20} = 2 [-]$$

Moment setrvačnosti šroubu:

Moment setrvačnosti šroubu (J_s) je vypočten dle rovnice (12), kde (d_2) je průměr šroubu, (L_8) délka šroubu a (ρ_o) je hustota ocele, která činí $7850 \text{ kg} \cdot \text{m}^{-3}$.

$$J_s = \frac{\pi * d_2^4 * L_8 * \rho_o}{32} \quad (12)$$

$$J_s = \frac{\pi * 0,012^4 * 0,3 * 7850}{32} = 4,79 * 10^{-6} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Moment setrvačnosti zátěže redukováný na šroub vedení:

Moment setrvačnosti zátěže (J_z) je dán hmotností zátěže (m_c) na pojezd lineárního vedení a stoupáním šroubovice (P), jenž činí 5 mm a je vypočten dle rovnice (13).

$$J_z = m_c * \left(\frac{P}{2 * \pi} \right)^2 \quad (13)$$

$$J_z = 4,16 * \left(\frac{0,005}{2 * \pi} \right)^2 = 2,64 * 10^{-6} \text{ kg.m}^2$$

Moment setrvačnosti řemenic:

Moment setrvačnosti řemenic (J_{r1}, J_{r2}) se vypočte dle rovnice (14) a (15). Kde se počítá s průměry řemenic $d_{r1} = 32 \text{ mm}$, $d_{r2} = 64 \text{ mm}$, jejich šířkou $b_{r1} = 36 \text{ mm}$, $b_{r2} = 38 \text{ mm}$ a hustotami jejich materiálů, přičemž hnaná řemenice je z oceli a hnací z hliníku, jehož hustota (ρ_h) činí 2700 kg.m^{-3} .

Hnaná řemenice:

$$J_{r1} = \frac{\pi * d_{r1}^4 * b_{r1} * \rho_o}{32} \quad (14)$$

$$J_{r1} = \frac{\pi * 0,032^4 * 0,036 * 7850}{32} = 2,91 * 10^{-5} \text{ kg.m}^2$$

Hnací řemenice:

$$J_{r2} = \frac{\pi * d_{r2}^4 * b_{r2} * \rho_h}{32} \quad (15)$$

$$J_{r2} = \frac{\pi * 0,064^4 * 0,038 * 2700}{32} = 1,68 * 10^{-4} \text{ kg.m}^2$$

Momenty setrvačnosti spojek:

Momenty setrvačnosti spojek (J_{s1}, J_{s2}) jsou dány jejich rozměry (průměrem a délkou), kde $d_{s1} = 25,4 \text{ mm}$, $L_{s1} = 32,4$, $d_{s2} = 30 \text{ mm}$, $L_{s2} = 35 \text{ mm}$, hustotou jejich materiálů $\rho_1 = 1913 \text{ kg.m}^{-3}$ a $\rho_2 = 1950 \text{ kg.m}^{-3}$ a vypočítají se dle rovnic (16) a (17).

Spojka na vedení:

$$J_{s1} = \frac{\pi * d_{s1}^4 * L_{s1} * \rho_1}{32} \quad (16)$$

$$J_{s1} = \frac{\pi * 0,0254^4 * 0,0324 * 1913}{32} = 2,42 * 10^{-6} \text{ kg.m}^2$$

Spojka na motoru:

$$J_{s2} = \frac{\pi * d_{s2}^4 * L_{s2} * \rho_2}{32} \quad (17)$$

$$J_{s2} = \frac{\pi * 0,03^4 * 0,035 * 1950}{32} = 5,42 * 10^{-7} \text{ kg.m}^2$$

Momenty setrvačnosti hřídelí:

Momenty setrvačnosti hřídelí (J_{h1}, J_{h2}) jsou dány jejich rozměry (průměrem a délkou), kde $d_{h1} = 12 \text{ mm}$, $L_{h1} = 70 \text{ mm}$, $d_{h2} = 10 \text{ mm}$, $L_{h2} = 64 \text{ mm}$ a hustotou materiálu v tomto případě ocel. Vypočítají se dle rovnice (18) a (19).

Hřídel na hnané řemenici:

$$J_{h1} = \frac{\pi * d_{h1}^4 * L_{h1} * \rho_o}{32} \quad (18)$$

$$J_{h1} = \frac{\pi * 0,012^4 * 0,07 * 7850}{32} = 1,11 * 10^{-6} \text{ kg.m}^2$$

Hřídel na hnací řemenici:

$$J_{h2} = \frac{\pi * d_{h2}^4 * L_{h2} * \rho_o}{32} \quad (19)$$

$$J_{h2} = \frac{\pi * 0,01^4 * 0,064 * 7850}{32} = 4,92 * 10^{-7} \text{ kg.m}^2$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na šroub:

Celkový moment setrvačnosti redukováný na šroub (J_{SRED}) je součet momentů setrvačnosti k ose procházející osou kuličkového šroubu a vypočte se dle rovnice (20).

$$J_{SRED} = J_s + J_z + J_{r1} + J_{s1} + J_{h1} = 1,1 * 10^{-5} \text{ kg.m}^2 \quad (20)$$

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru:

Celkový moment setrvačnosti redukováný na hřídel motoru (J_{MRED}) je součet momentů setrvačnosti procházející osou hřídele motoru a redukováného momentu procházející osou kuličkového šroubu (J_{SRED}), přepočteného na osu motoru. Vypočte se dle rovnice (21).

$$J_{MRED} = J_{sRED} * K_{ms}^2 + J_{r2} + J_{s2} + J_{h2} = 2,18 * 10^{-4} \text{ kg.m}^2 \quad (21)$$

Kontrola momentu setrvačnosti motoru:

Celkový moment setrvačnosti pohonného systému a zátěže redukováný na hřídel motoru (J_{MRED}), nesmí převyšovat moment setrvačnosti motoru. Z technického listu od výrobce $J_m = 2,7 * 10^{-4} \text{ kg.m}^2$.

$$J_m \geq J_{MRED}$$

Podmínka splněna

4.2 Momentové požadavky na motor

Maximální statický pracovní moment

Maximální statický pracovní moment (M_s) je dán součtem rozběhového momentu způsobeného třením (M_r) a momentem od axiální síly (M_a) působící na šroub, viz rovnice (22) a (23). Výrobce ve svém katalogu uvádí rozběhový moment $M_r = 0,15 \text{ Nm}$. Moment od axiální síly je vypočten dle rovnice (22), kde $\mu = 0,8$ je účinnost převodu a $P = 5 \text{ mm}$ stoupání závitu.

$$M_a = \frac{F_{amax} * P}{2 * \pi * \mu} \quad (22)$$

$$M_a = \frac{308,3 * 0,005}{2 * \pi * 0,8} = 0,307 \text{ Nm}$$

$$M_s = M_a + M_r = 0,45 \text{ Nm} \quad (23)$$

Maximální dynamický moment

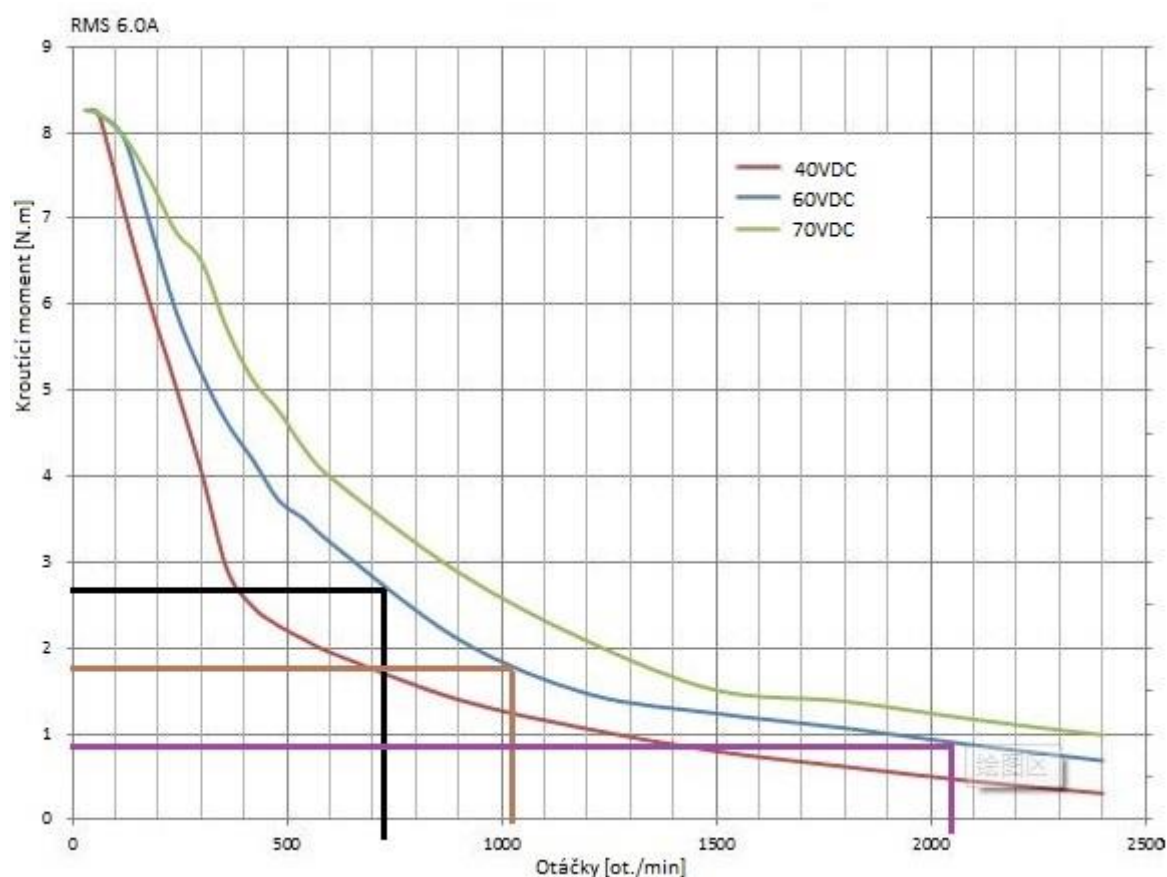
Dynamický moment (M_d) je dán součtem dynamických účinků - součin momentu setrvačnosti redukováného na hřídel motoru (J_{mRED}) a maximálního úhlového zrychlení (ε), které se vypočítá dle rovnice (24) a statickým momentem (M_s) na hřídeli motoru, viz rovnice (25).

$$\varepsilon = \frac{2 * \pi * a}{P} = \frac{2 * \pi * 2}{0,005} = 2,512 \text{ rad.s}^{-2} \quad (24)$$

$$M_d = J_{mRED} * \varepsilon + M_s * K_{ms} \quad (25)$$

$$M_d = 2,18 * 10^{-4} * 2,512 + 0,45 * 2 = 0,9 \text{ Nm}$$

Z momentové charakteristiky motoru (viz obr. 4.3) je patrné, že při napětí 60 V, motor může točit až do 2050 ot.min⁻¹ (fialová křivka). U systému bez zpětné vazby je lepší předimenzovat motory dvakrát až třikrát, jelikož může snadno dojít ke ztrátě kroku a zastavení otáčení motoru. Při bezpečnosti dvě (hnědá křivka) jsou maximální otáčky kolem 1020 ot.min⁻¹ to odpovídá rychlosti stolu 166 mm/s a při bezpečnosti tři (černá křivka) okolo 710 ot.min⁻¹ odpovídající posuvu stolu 116 mm.s⁻¹, což je pro aplikaci zkušebního stroje dostatečná rychlost. V rámci konstrukčního návrhu jsou voleny maximální otáčky motoru na $n_{max} = 700 \text{ ot. min}^{-1}$



Obr. 4.3: Momentová charakteristika krokového motoru při 6 A [22]

4.3 Řemenový převod

Krokovým motorům s vysokými otáčkami klesá přenesený moment, proto byl do konstrukce zařízení umístěn řemenový převod, který urychluje hnanou řemenici. Jsou použity ozubené řemenice profilu HTD 5 a ozubený řemen výrobce Continental řady Synchronbelt.

Konstrukce zařízení umožňuje širokou možnost osových vzdáleností, volena je osová vzdálenost $a_o = 110 \text{ mm}$. Průměry zvolených řemenic jsou $d_{r1} = 32 \text{ mm}$

s dvaceti zuby pro hnanou řemenici a $d_{r2} = 64 \text{ mm}$ se čtyřiceti zuby pro hnací řemenici. Délka řemene (L_r) se vypočte dle rovnice (26).

$$L_r = \pi \frac{d_{r1} + d_{r2}}{2} + \frac{(d_{r1} + d_{r2})^2}{4 * a_o} + 2 * a_o = 372,2 \text{ mm} \quad (26)$$

Nejbližší katalogová délka řemene je 375 mm s počtem zubů 75.

Výpočet obvodové síly na řemenici

Obvodová síla (F_o) od přeneseného výkonu řemenicí je rovna podílu dynamického momentu (M_d) na řemenici a jejím poloměrem (r_2), dle rovnice (27).

$$F_o = \frac{M_d}{r_2} \quad (27)$$

$$F_o = \frac{0,9}{0,032} = 28,125 \text{ N}$$

Síly působící na hřídele

Hřídele jsou řemenovým převodem zatěžovány radiální silou (F_r), jenž je vypočítána dle rovnice (28), což je průmět obvodové síly (F_o) do radiálního směru. Dále jsou zatěžovány silou od předpětí řemene (F_p). Úhel opásání řemenic určuje velikost průmětu obvodové síly do radiálního směru. Geometrickou úvahou je dopočítán pomocný úhel $\beta = 8,25^\circ$.

$$F_r = 2 * F_o * \cos \beta \quad (28)$$

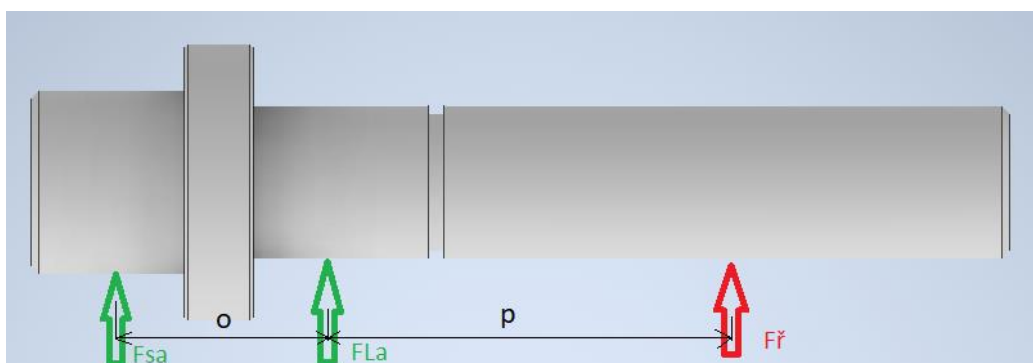
$$F_r = 2 * 28,125 * \cos 8,25^\circ = 55,67 \text{ N}$$

Pro daný případ je softwarem od společnosti Continental doporučovaná síla předpětí $F_p = 195 \text{ N}$ a šířka řemene 17 mm. Nejbližší vyšší katalogová hodnota v katalogu je $b_f = 25 \text{ mm}$. Výsledná síla působící na hřídele v radiálním směru je dána součtem těchto sil, viz rovnice (29) [25].

$$F_{\Sigma} = F_r + F_p \quad (29)$$

$$F_{\Sigma} = 55,67 + 195 = 250,67 \text{ N}$$

4.4 Kontrolní výpočet hnací hřídele



Obr. 4.4: Hnací hřídel

Rovnice rovnováhy

Vyjádřením z rovnic rovnováhy (30) a (31) jsou určeny reakční síly, které působí na ložisko (F_{La}) a spojku (F_{sa}), viz rovnice (32) a (33). Rozměry hřídele $o = 17,5 \text{ mm}$ a $p = 26 \text{ mm}$, jsou zakresleny v obr. 4.4.

$$F_{sa} + F_{La} + F_{\check{r}} = 0 \quad (30)$$

$$F_{sa} * o - F_{\check{r}} * p = 0 \quad (31)$$

$$F_{sa} = F_{\check{r}} * \frac{p}{o} \quad (32)$$

$$F_{sa} = 250,67 * \frac{26}{17,5} = 372,42 \text{ N}$$

$$-F_{La} = F_{sa} + F_{\check{r}} \quad (33)$$

$$-F_{La} = 372,4 + 250,6 = 623 \text{ N}$$

Napětí a bezpečnost

Hřídel je namáhána kroutícím momentem (M_{k1}), jenž se na hnací hřídeli rovná (M_d), a ohybovým momentem, jehož maximální hodnota (M_{omax1}) se nachází v ložiskovém uložení v působišti reakční síly (F_{La}), kde je průměr hřídele $d_a = 10 \text{ mm}$ a vypočte se dle rovnice (34).

$$M_{omax1} = F_{\check{r}} * p \quad (34)$$

$$M_{omax1} = 250,67 * 0,026 = 6,51 \text{ Nm}$$

Maximální ohybové napětí (σ_{1MAX}) se vypočte dle rovnice (35):

$$\sigma_{1MAX} = \frac{32 * M_{omax1}}{\pi * d_a^3} \quad (35)$$

$$\sigma_{1MAX} = \frac{32 * 6,51}{\pi * 0,01^3} = 66,34 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu ($k_{\sigma1}$) se vypočte dle rovnice (36):

Mez únavy v ohybu ocele 11500 je $\sigma_{co}^* = 215 \text{ MPa}$ [26].

$$k_{\sigma1} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{1MAX}} \quad (36)$$

$$k_{\sigma1} = \frac{215}{63,8} = 3,37 [-]$$

Maximální napětí v krutu:

Průběh kroutícího momentu (M_{k1}) je po celé délce hřídele stejný. Maximální napětí (τ_{1MAX}) tedy bude v nejmenším průměru hřídele $d_{1MIN} = 9 \text{ mm}$ a vypočte se dle rovnice (37).

$$\tau_{1MAX} = \frac{32 * M_{k1}}{\pi * d_{1MIN}^3} \quad (37)$$

$$\tau_{1MAX} = \frac{32 * 0,9}{\pi * 0,009^3} = 12,58 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v krutu hnací hřídele ($k_{\tau1}$) se vypočítá dle rovnice (38):

Mez únavy v krutu ocele 11500 je $\tau_{co}^* = 105 \text{ MPa}$ [26].

$$k_{\tau1} = \frac{\tau_{co}^*}{\tau_{1MAX}} \quad (38)$$

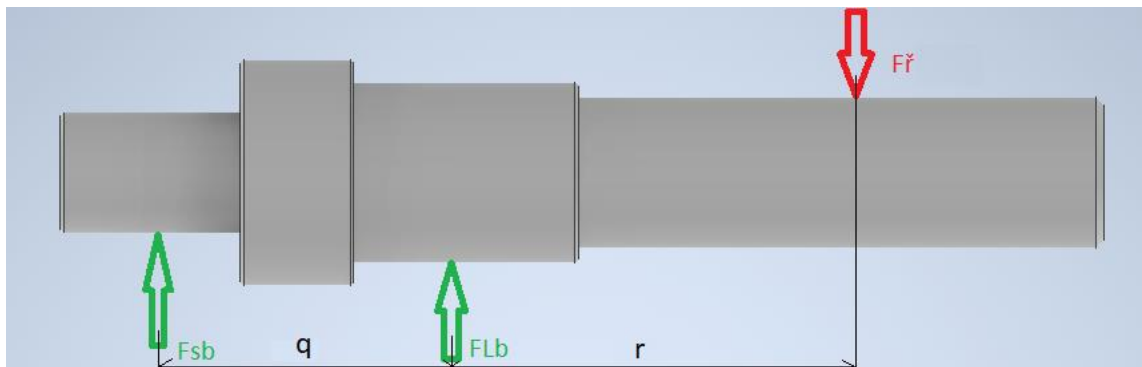
$$k_{\tau1} = \frac{105}{12,58} = 8,34 [-]$$

Celková bezpečnost hnací hřídele (k_1) je vypočítána dle rovnice (39):

$$k_1 = \sqrt{\frac{k_{\sigma1}^2 * k_{\tau1}^2}{k_{\sigma1}^2 + k_{\tau1}^2}} \quad (39)$$

$$k_1 = \sqrt{\frac{3,37^2 * 8,34^2}{3,37^2 + 8,34^2}} = 3,12 [-]$$

4.5 Kontrolní výpočet hnané hřídele



Obr. 4.5: Hnaná hřídel

Rovnice rovnováhy

Vyjádřením z rovnic rovnováhy (40) a (41) určíme reakční síly, které působí na ložisko (F_{Lb}) a spojku (F_{sb}) (42) a (43). Rozměry hřídele $q = 17,5 \text{ mm}$ a $r = 28,5 \text{ mm}$, jsou zakresleny v obr. 4.5.

$$F_{sb} + F_{Lb} - F_{ř} = 0 \quad (40)$$

$$F_{sb} * q + F_{ř} * r = 0 \quad (41)$$

$$F_{sb} = -F_{ř} * \frac{r}{q} \quad (42)$$

$$F_{sb} = -250,67 * \frac{28,5}{17,5} = -408,23 \text{ N}$$

$$F_{Lb} = -F_{sb} + F_{ř} \quad (43)$$

$$F_{Lb} = -(-408,23) + 250,6 = 658,9 \text{ N}$$

Napětí a bezpečnost

Hřídel je namáhána kroutícím momentem (M_{k2}), jenž se na hnací hřídeli rovná ($M_d/2$), a ohybovým momentem, jehož maximální hodnota (M_{omax2}) se nachází se v ložiskovém uložení v působišti reakční síly (F_{Lb}), kde je průměr hřídele $d_b = 12 \text{ mm}$ a vypočte se dle rovnice (44).

$$M_{omax2} = F_{\check{r}} * r \quad (44)$$

$$M_{omax2} = 250,67 * 0,0285 = 7,14 \text{ Nm}$$

Maximální ohybové napětí (σ_{2MAX}) se vypočte dle rovnice (45):

$$\sigma_{2MAX} = \frac{32 * M_{omax2}}{\pi * d_b^3} \quad (45)$$

$$\sigma_{2MAX} = \frac{32 * 7,14}{\pi * 0,012^3} = 42,11 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v ohybu ($k_{\sigma2}$) se vypočte dle rovnice (46):

Mez únavy v ohybu ocele 11500 je $\sigma_{co}^* = 215 \text{ MPa}$ [26].

$$k_{\sigma2} = \frac{\sigma_{co}^*}{\sigma_{2MAX}} \quad (46)$$

$$k_{\sigma2} = \frac{215}{42,11} = 5,11 [-]$$

Maximální napětí v krutu:

Průběh kroutícího momentu (M_{k2}) je po celé délce hřídele stejný. Maximální napětí (τ_{2MAX}) tedy bude v nejmenším průměru hřídele $d_{2MIN} = 10 \text{ mm}$ a vypočte se dle rovnice (47).

$$\tau_{2MAX} = \frac{32 * M_{k2}}{\pi * d_{2MIN}^3} \quad (47)$$

$$\tau_{2MAX} = \frac{32 * 0,45}{\pi * 0,01^3} = 4,58 \text{ MPa}$$

Bezpečnost v krutu hnané hřídele ($k_{\tau2}$) se vypočítá dle rovnice (48):

Mez únavy v krutu ocele 11500 je $\tau_{co}^* = 105 \text{ MPa}$ [26].

$$k_{\tau2} = \frac{\tau_{co}^*}{\tau_{2MAX}} \quad (48)$$

$$k_{\tau2} = \frac{105}{4,58} = 22,92 [-]$$

Celková bezpečnost hnané hřídele (k_2) je vypočítána dle rovnice (49):

$$k_2 = \sqrt{\frac{k_{\sigma 2}^2 * k_{\tau 2}^2}{k_{\sigma 2}^2 + k_{\tau 2}^2}} \quad (49)$$

$$k_2 = \sqrt{\frac{5,11^2 * 22,92^2}{5,11^2 + 22,92^2}} = 4,98 [-]$$

4.6 Výpočet životnosti ložisek

Pomocí známého zatížení ložisek a otáček dané hřídele je možné stanovit provozní životnost ložisek.

Ložisko na hřídeli od motoru

Reakční síla v ložisku je rovna ekvivalentnímu zatížení ($F_{lA} = 623,1 \text{ N} = P_1$), jelikož na ložisko nepůsobí žádná axiální síla. Zvoleno bylo ložisko 6000 – z katalogu ZKL [27] je dynamická únosnost ložiska $C_1 = 4\,557 \text{ N}$. Maximální otáčky na hnací hřídeli (n_1) byly stanoveny na 700 ot.min^{-1} . Výpočet životnosti ložiska (L_{10h1}) z rovnice (50).

$$L_{10h1} = \left(\frac{C_1}{P_1}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * n_1} \quad (50)$$

$$L_{10h1} = \left(\frac{4,557}{0,623}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 700} = 9318 \text{ h}$$

Ložisko na hřídeli od motoru má životnost 9318 h při otáčkách 700 ot.min^{-1} .

Ložisko na hřídeli od vedení

Reakční síla v ložisku je rovna ekvivalentnímu zatížení ($F_{lb} = 658,9 \text{ N} = P_2$), jelikož na ložisko nepůsobí žádná axiální síla. Zvoleno bylo ložisko 6001 – z katalogu ZKL [27] je dynamická únosnost ložiska $C_2 = 5094 \text{ N}$. Maximální otáčky na hnané hřídeli (n_2) byly stanoveny na 1400 ot.min^{-1} . Výpočet životnosti ložiska (L_{10h2}) z rovnice (51).

$$L_{10h2} = \left(\frac{C_2}{P_2}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * n_2} \quad (51)$$

$$L_{10h2} = \left(\frac{5,094}{0,6589}\right)^3 * \frac{10^6}{60 * 1400} = 5501 \text{ h}$$

Ložisko na hřídeli od motoru má životnost 5501 h při otáčkách 1400 ot.min^{-1} .

5 Ověření funkčnosti zařízení

V rámci ověření funkčnosti zařízení bylo toto využito při experimentálním výzkumu vlivu přírodního částicového plniva na tribologické vlastnosti polymerů, které probíhá na katedře strojírenské technologie v rámci řešení dílčích výzkumných úkolů s průmyslovou praxí. K experimentálnímu měření byly připraveny zkušební vzorky, které byly zhotoveny technologií vstřikování.

5.1 Příprava zkušebních vzorků

Zkušební vzorky ve tvaru desek o rozměrech 300 x 100 x 3 mm byly vyrobeny vstřikováním na hydraulickém vstřikovacím lisu Arburg Allrounder 470 S 1000-400 ve dvounásobné vstřikovací formě s kuželovým vtokem a šterbinovým ústím vtoku. Jako matrice byl použit akrylonitril-butadien-styren (ABS) obchodního označení Terluran GP-22 (výrobce Styrolution). Přírodním plnivem jsou částice cukrovarských řízků (CŘ) nespecifikovaných tvarů a velikosti, které nelze v práci blíže specifikovat z důvodu připravované patentové ochrany kompozitního systému pracovníky TUL. Granulát ABS byl před vstřikováním zbaven vlhkosti sušením ve vakuové sušárně po dobu dvou hodin při teplotě 80 °C dle doporučení výrobce. Technologické parametry vstřikování jsou uvedeny v tab. 5.1. Vzorky byly zhotoveny ve čtyřech variantách s různým podílem přírodního plniva (0 %, 5 %, 10 %, 15 %). Po vstřikování byly vzorky upraveny na rozměr 100 x 90 mm na vertikální pásové pile. Hrany vzorků byly následně odjehleny od otřepů, z důvodu vodorovného upnutí na stůl zařízení pro hodnocení lineární otěruvzdornosti.

Tab. 5.1: Parametry při vstřikování vzorků

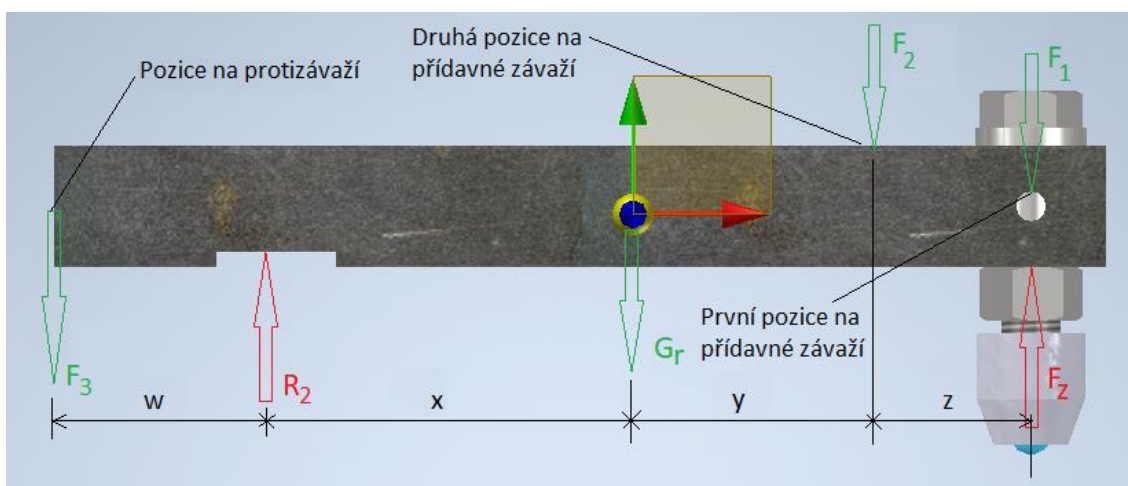
Teplotní profil [°C]	180-190-195-200-205
Teplota formy [°C]	60
Čas cyklu [s]	60
Čas dotlaku [s]	40
Dotlak [MPa]	50
Rychlost vstřiku [$\text{cm}^3 \cdot \text{s}^{-1}$]	25
Obvodová rychlost šneku při dávkování [$\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$]	15
Zpětný odpor při dávkování [MPa]	2



Obr. 5.1: Vzorky ABS s částicemi cukrovarských řízků (zleva plnění 0 %, 5 %, 10 %, 15 %)

5.2 Určení zatížení zkušebních vzorků

Zařízení nedisponuje siloměry pro měření přesného zatížení vzorků (F_z) v průběhu testu, je tedy vypočteno. Pomocí návrhového softwaru Autodesk Inventor bylo určeno těžiště a hmotnost ramene s upínacími prvky ocelové kuličky. Tíha sestavy ramene a upínacích komponent (G_r) činí 46,6 N. V průběhu testování byl vzorek zatížen závažím pouze v druhé pozici na horní části ramene o hmotnosti 5020 g a tedy síla F_1 a $F_3 = 0$ a $F_2 = 49,24$ N. Podle obr. 5.2 přísluší rovnicím (52) a (53) tyto rozměry: $w = 74$ mm, $x = 114$ mm, $y = 84$ mm, $z = 53$ mm.



Obr. 5.2: Silové účinky závaží na rameni stroje

Z rovnic rovnováhy (53) a (54) plyne hodnota reakcí (R_2) a (F_z):

$$R_2 = \frac{G_r * (y + z) + F_2 * z}{(x + y + z)} \quad (52)$$

$$R_2 = \frac{46,4 * (0,084 + 0,053) + 49,24 * 0,053}{(0,114 + 0,084 + 0,053)} = 35,72 \text{ N}$$

$$F_z = F_2 - R_2 + G_r \quad (53)$$

$$F_z = 49,05 - 35,72 + 46,6 = 59,93 \text{ N}$$

5.3 Provozní parametry a průběh testu

Testování bylo provedeno při parametrech uvedených v tab. 5.2 po třech testech pro každý vzorek s jiným obsahem plniva. Celkem bylo tedy vykonáno dvanáct testů. Před započítáním testu bylo rameno pomocí distančních podložek a matice ustaveno do vodorovné polohy. Pro upnutí byla použita upínací sada B, viz obr. 3.6. Jako zkušební protikus bylo použito ocelové ložiskové kuličky o průměru 14,28 mm s materiálovým označením G40.

Tab. 5.2: Provozní parametry testů

Rychlost [mm/s]	30
Počet cyklů [-]	500
Zdvih [mm]	50
Zatěžující normálová síla [N]	59,93
Průměr zkušební kuličky [mm]	14,28
Celková dráha [m]	50
Teplota [°C]	23 ± 1
Relativní vlhkost vzduchu [%]	50 ± 5

5.4 Vyhodnocení výsledků hmotnostního úbytku

Vyhodnocení hmotnostního úbytku bylo provedeno rozdílem hmotností před začátkem a po ukončení testu. Měření hmotnosti bylo provedeno na analytické váze XSE105 DualRange (viz obr. 5.3) s přesností na 0,01 mg (viz tab. 5.3). Před vážením vzorků byl povrch polymerních vzorků důkladně zbaven všech povrchových nečistot a abrazivních částic, které vznikly narušením materiálu v průběhu testu, pomocí technického lihu.

Pro každý vzorek se stejným podílem přírodního plniva byly provedeny tři testy. Ze tří váhových úbytků byl vypočten aritmetický průměr, který stanovil průměrný hmotnostní úbytek pro každý obsah přírodního plniva. Spolu s aritmetickým průměrem

byla stanovena střední směrodatná odchylka. Tyto údaje jsou zaneseny v tab. 5.4 a zakresleny do grafu, viz obr. 5.4.



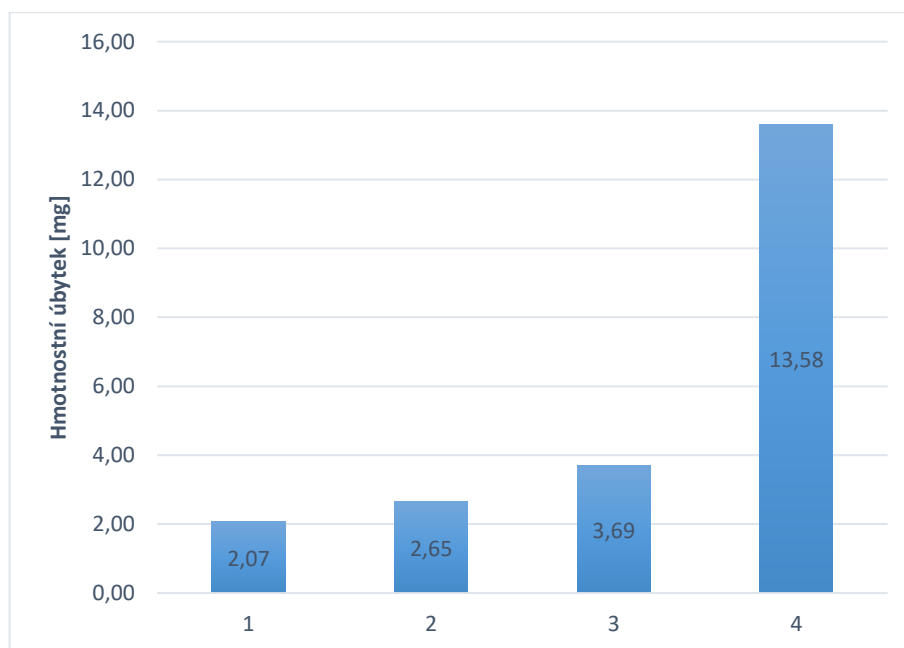
Obr. 5.3: Analytická váha XSE105 DualRange [24]

Tab. 5.3: Naměřené hmotnosti vzorků

Obsah přírodního plniva a ozn. vzorku	Hmotnost před testem [mg]	Hmotnost po testu [mg]	Hmotnostní úbytek [mg]
0 % - Vzorek A	29322,37	29320,17	2,20
0 % - Vzorek B	30158,67	30156,77	1,90
0 % - Vzorek C	30156,96	30154,86	2,10
5 % - Vzorek A	29317,62	29315,07	2,55
5 % - Vzorek B	29315,34	29312,72	2,62
5 % - Vzorek C	29311,97	29309,19	2,78
10 % - Vzorek A	30592,39	30588,74	3,65
10 % - Vzorek B	30588,48	30584,68	3,80
10 % - Vzorek C	30584,51	30580,89	3,62
15 % - Vzorek A	30503,40	30489,94	13,46
15 % - Vzorek B	30488,65	30474,76	13,89
15 % - Vzorek C	30474,74	30461,34	13,40

Tab. 5.4: Naměřené hmotnostní úbytky kompozitních vzorků při jejich opotřebení

ABS s přírodním plnivem	Průměrná hodnota hmotnostního úbytku [mg]	Střední směrodatná odchylka [mg]
0 % obsahu CŘ (ABS)	2,07	0,12
5 % obsahu CŘ (ABS/5CŘ)	2,65	0,10
10 % obsahu CŘ (ABS/10CŘ)	3,69	0,08
15 % obsahu CŘ (ABS/15CŘ)	13,58	0,22



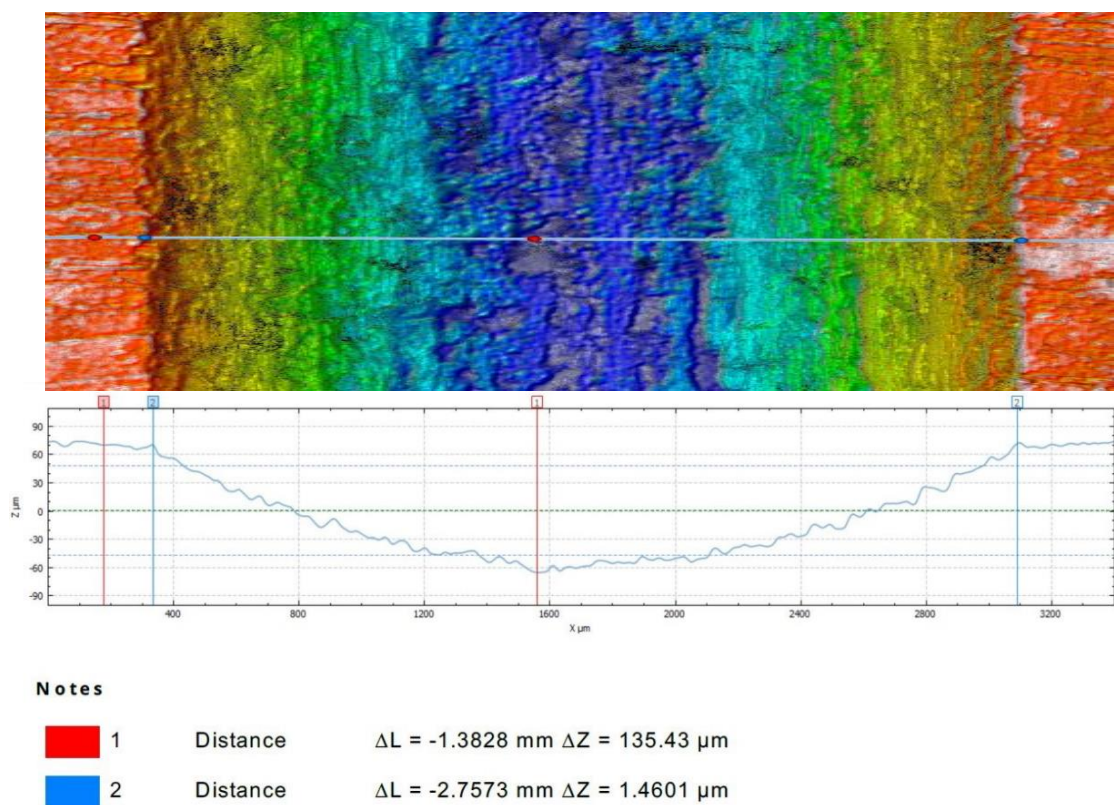
Obr. 5.4: Grafické znázornění průměrných hodnot hmotnostních úbytků kompozitů ABS/CŘ při jejich opotřebení (zleva 1- ABS; 2- ABS/5CŘ; 3- ABS/10CŘ; 4- ABS/15CŘ)

5.5 Vyhodnocení geometrie opotřebení

Geometrie opotřebení byla hodnocena pomocí konfokálního mikroskopu SENSOFAR S Neox (viz obr. 5.5), který je možné použít ke snímání povrchů materiálů a měřit tak nerovnosti povrchů. Ovládací software umožňuje grafické odměřování s přesností až 0,001 μm (viz obr. 5.6). Na každé drážce opotřebení byla provedena tři měření. Měřena byla šířka a hloubka drážky, viz tab. 5.5. Pro každý obsah plniva byl vypočten aritmetický průměr a střední směrodatná odchylka rozměrů (viz tab. 5.6). Výsledky byly zaneseny do grafu, pro přehlednější porovnání výsledků (obr. 5.7 a obr. 5.8).



Obr. 5.5: Konfokální mikroskop SENSOFAR S Neox



Obr. 5.6: Způsob odměřování rozměrů drážky

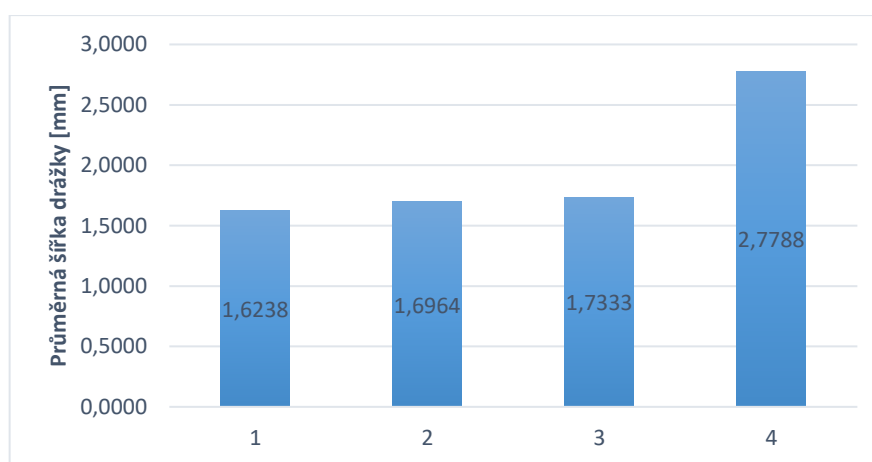
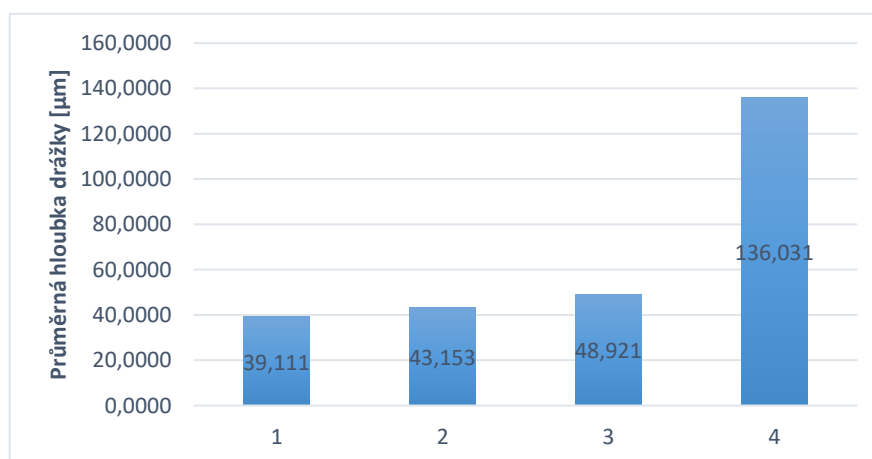
(červené značky – měření hloubky, modré značky – měření šířky)

Tab. 5.5: Naměřené rozměry drážek v důsledku opotřebení ABS kompozitů

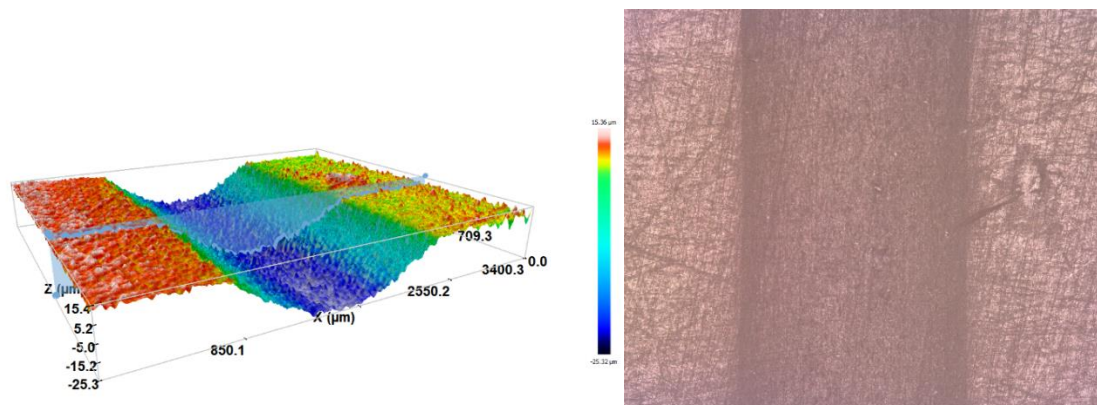
Označení vzorku a obsah přírodního plniva	Šířka drážky [mm]	Hloubka drážky [μm]
0 % - Vzorek A	1,6505	39,357
0 % - Vzorek A	1,6670	40,034
0 % - Vzorek A	1,6477	39,174
0 % - Vzorek B	1,6119	38,524
0 % - Vzorek B	1,6065	38,455
0 % - Vzorek B	1,5954	38,315
0 % - Vzorek C	1,6146	38,728
0 % - Vzorek C	1,5925	39,456
0 % - Vzorek C	1,6284	39,955
5 % - Vzorek A	1,7581	44,775
5 % - Vzorek A	1,6919	45,962
5 % - Vzorek A	1,7306	45,360
5 % - Vzorek B	1,6422	41,524
5 % - Vzorek B	1,7250	44,431
5 % - Vzorek B	1,6420	40,387
5 % - Vzorek C	1,7029	41,560
5 % - Vzorek C	1,6698	42,112
5 % - Vzorek C	1,7050	42,267
10 % - Vzorek A	1,7225	46,643
10 % - Vzorek A	1,7333	46,158
10 % - Vzorek A	1,7058	46,310
10 % - Vzorek B	1,7888	53,804
10 % - Vzorek B	1,7857	52,240
10 % - Vzorek B	1,7416	52,993
10 % - Vzorek C	1,7167	46,204
10 % - Vzorek C	1,7279	48,000
10 % - Vzorek C	1,7803	47,936
15 % - Vzorek A	2,7353	137,170
15 % - Vzorek A	2,8127	127,170
15 % - Vzorek A	2,7930	141,540
15 % - Vzorek B	2,7794	132,390
15 % - Vzorek B	2,7685	140,330
15 % - Vzorek B	2,7655	131,500
15 % - Vzorek C	2,8181	143,250
15 % - Vzorek C	2,7794	135,500
15 % - Vzorek C	2,7573	135,430

Tab. 5.6: Průměrné rozměry drážky

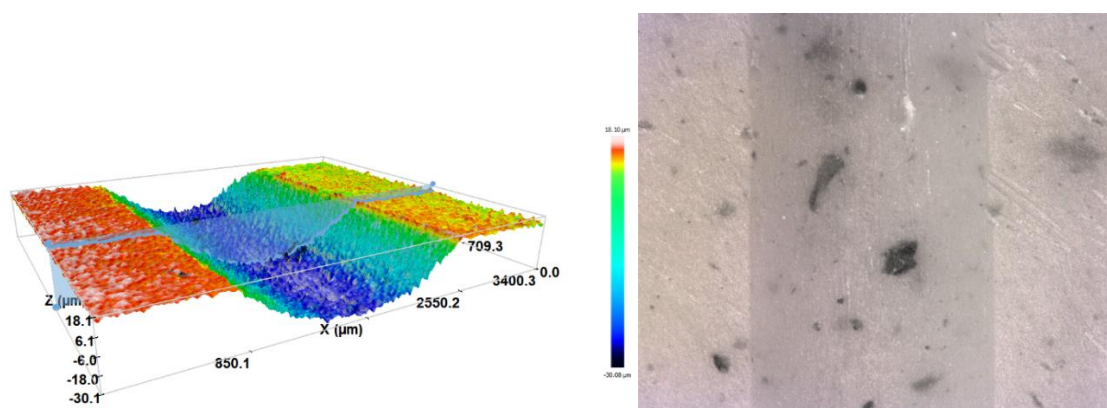
Materiál	Průměrná šířka drážky [mm]	Průměrná hloubka drážky [μm]	Střední směrodatná odchylka šířky [mm]	Střední směrodatná odchylka hloubky [μm]
ABS	1,6238	39,111	0,0247	0,6058
ABS/5CŘ	1,6964	43,153	0,0373	1,8778
ABS/10CŘ	1,7333	48,921	0,0300	2,9867
ABS/15CŘ	2,7788	136,031	0,0248	4,8898

**Obr. 5.7:** Průměrná šířka opotřebovací drážky kompozitu ABS/CŘ při jejich opotřebení (zleva 1- ABS; 2- ABS/5CŘ; 3- ABS/10CŘ; 4- ABS/15CŘ)**Obr. 5.8:** Průměrná hloubka opotřebovací drážky kompozitu ABS/CŘ při jejich opotřebení (zleva 1- ABS; 2- ABS/5CŘ; 3- ABS/10CŘ; 4- ABS/15CŘ)

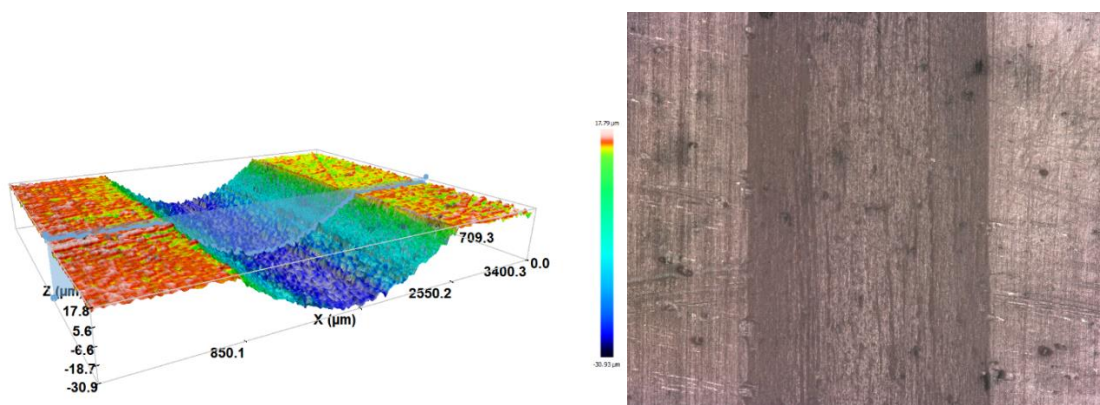
Konfokální mikroskop a jeho přiložený software umožňuje grafické vyobrazení profilu drážek s nerovnostmi. Pro porovnání jsou přiloženy tyto grafické modely a reálné, přiblížené snímky pořízené na mikroskopu, viz obr. 5.9 až obr. 5.12.



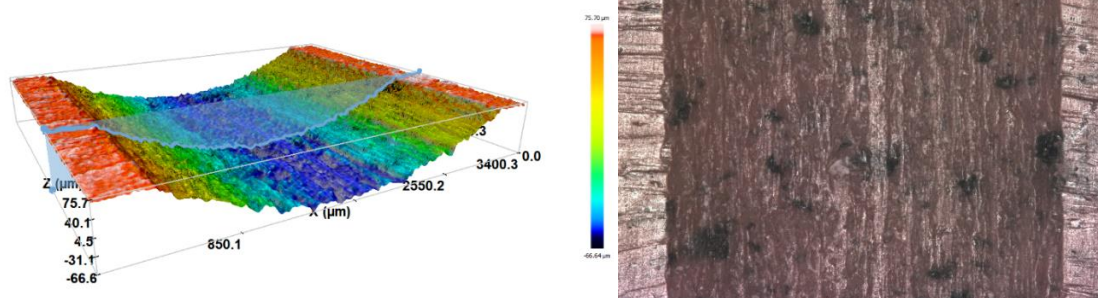
Obr. 5.9: Vyobrazení profilu a snímek drážky pro vzorek ABS



Obr. 5.10: Vyobrazení profilu a snímek drážky pro vzorek ABS/5CŘ



Obr. 5.11: Vyobrazení profilu a snímek drážky pro vzorek ABS/10CŘ



Obr. 5.12: Vyobrazení profilu a snímek drážky pro vzorek ABS/15CŘ

6 Závěr

V rámci této bakalářské práce byl navržen a vyroben prototyp zkušebního zařízení na zkoušení otěruvzdornosti polymerů s vázaným abrazivem za lineárního recipročního pohybu. Zařízení bylo navrženo pro maximální rozměry polymerních vzorků 100 x 100 x 5 mm. Systém upnutí zkušebního protikusu umožňuje ustavení zkušebních kuliček o průměrech 13 až 15 mm. Maximální relativní rychlost vzorků je stanovena na 116 mm.s^{-1} , při maximálním zrychlení stolu 2 m.s^{-2} .

Cena jednotlivých komponent a celková cena zařízení je uvedena v Tab. 6.1.

Tab. 6.1: Cenová analýza zařízení

Komponenty	Cena v Kč bez DPH
Krokový motor	2926
Driver motoru	2182
Spínaný zdroj	1806
Lineární modul	21168
Základní rám	4833
Spojky	1756
Desky z PMMA	500
Obrábění	16325
Řemenice a řemen	450
Povrchové úpravy	2000
Ostatní materiál (kabeláže, ložiska, spojovací mat.)	3000
Suma celkem	56946

Ověření funkčnosti zařízení bylo provedeno na vzorcích ABS s přírodním plnivem ve formě cukrovarských řízků s obsahem 0 %, 5 %, 10 %, 15 % obsahu plnění. Experimentem bylo zjištěno, že obsah cukrovarských řízků v ABS otěruvzdornost snižuje. Na základě měření hmotnostního úbytku lze konstatovat, že nejvyšší změny otěruvzdornosti je zaznamenáno mezi kompozity ABS s 10 % a 15 % částicového plniva na bázi cukrovarských řízků. U kompozitu ABS/15CŘ se oproti polymerní matici ABS zvýšil hmotnostní úbytek 6,5krát, u vzorků ABS/10CŘ je tento nárůst zaznamenán o 78 % a u vzorků ABS/5CŘ o 28 %. Obdobná změna byla zaznamenána při měření hloubky a šířky drážky. U kompozitu ABS/15CŘ došlo k zvýšení hloubky 3,5krát a nárůstu

šířky o 71 %. S touto změnou, zejména mezi 10% a 15% plněním ABS částicemi cukrovarských řízků je třeba počítat při jejich konkrétních aplikacích.

V navazující studii by bylo vhodné získané výsledky opotřebení kompozitního materiálu porovnat s jinými typy tribometrů, případně navázat na bakalářskou práci studií, která by se zabývala hodnocením vlivu velikosti zatížení, rychlostí vzájemného pohybu vzorků nebo průměrem kovové kuličky na míru opotřebení kompozitů.

Seznam použité literatury

- [1] DOWSON, Duncan. *History of tribology*. London: Longman, 1979. ISBN 0582447664.
- [2] HELEBRANT, František a kol. *Provoz, diagnostika a údržba strojů*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2013.
- [3] POUZADA, A.S., FERREIRA E.C. a A.J. PONTES. *Friction properties of moulding thermoplastics*. New York: ELSEVIER, 2006. s. 1017-1023
- [4] CHAND, Navin a Mohammed FAHIM. *Tribology of natural fiber polymer composites*. Cambridge: Woodhead Publishing Limited, 2008, ISBN 978-1-84569-505-7.
- [5] BATLECHOR, Andrew a Gwidon STACHOWIAK. *Engineering Tribology*. 4 ed. Oxford: Elsevier, 2014, s. 11-48. ISBN 9780123977762.
- [6] BĚHÁLEK, Luboš. *Polymery* [online]. Code Creator, 2015, s.3-5 [cit. 2021-03-13]. ISBN 978-80-88058-68-7. Dostupné z: <https://publi.cz/books/180/Cover.html>
- [7] *Fluorace předúprava povrchů plastových materiálů v průmyslových aplikacích* [online]. 2006 [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: https://www.technickytydenik.cz/rubriky/archiv/fluorace-preduprava-povrchu-plastovych-materialu-v-prumyslovych-aplikacich_10824.html
- [8] FRIEDRICH, K. *Friction and wear of polymer composites*. New York: Elsevier, 1986, ISBN 9780444597113
- [9] McNicol, A., Dowson, D. a M. Davies. *The effect of humidity and electrical fields upon the wear of high density polyethylene and polytetrafluoroethylene* *Wear*, 1995
- [10] *Radiační síťování – metoda zlepšování vlastností polymerů* [online]. 2015 [cit. 2021-5-18]. Dostupné z: <https://www.plasticportal.cz/cs/radiacni-sitovani-%E2%80%93-metoda-zlepsovani-vlastnosti-polymeru1-cast.html/c/2641/>
- [11] KREBS, J.: *Teorie zpracování nekovových materiálů*, Liberec: TU v Liberci, 2001, ISBN 80-7083-449-8.
- [12] PETERA, Pavel. *Otěruvzdornost polypropylenu v závislosti na množství talku*. Liberec, 2009. BP. Technická univerzita v Liberci. Vedoucí práce Petr Lenfeld.
- [13] S.A.R. Hashmi, U.K. Dwivedi a N. Chand. *Wear*, 2007, 262 (11–12) 1426.
- [14] *ISO15527:2018 - Requirements and test methods*. 3 ed. Ženeva, 2018.
- [15] American Society for Testing Materials. *Standard Test Method for Wear Testing with a Pin-on-Disk Apparatus, Standard G99-17*, West Conshohocken, PA: ASTM International, 2005

- [16] American Society for Testing Materials. *Standard Test Method for Linearly Reciprocating Ball-on-Flat Sliding Wear, Standard G133-05*, West Conshohocken, PA: ASTM International, 2010
- [17] *Specifikace stroje Taber Abraser* [online]. [cit. 2021-03-13]. Dostupné z: <https://www.proinex.cz/cs/52-taber-abraser-testovani-odolnosti-proti-oteru-a-omyvatelnost.html?keyword=taber>
- [18] *Dokument výrobce zařízení Elcometer 1720* [online]. [cit. 2021-03-13]. Dostupné z: <https://pdf.directindustry.com/pdf/elcometer/elcometer-1720-washability-abrasion-testers/21009-763202.html>
- [19] MORETON, Peter. *Industrial Brushless Servomotors*. Newnes, 1999. ISBN 9780750639316.
- [20] SEW Eurodrive, *Servomotory* [online] [cit.2021-03-10] Dostupné z: https://www.seweurodrive.cz/vyrobky/motory/servomotory/servomotoren_3.html
- [21] A. M. Pawlak. *Sensors and Actuators in Mechatronics*. CRC Press. Taylor & Francis Group. 2007. ISBN 0-8493-9013-3.
- [22] *Driver krokového motoru EM806* [online]. [cit. 2021-5-24]. Dostupné z: <http://www.cncshop.cz/>
- [23] *Katalog lineárních vedení Hiwin* [online]. [cit. 2021-5-24]. Dostupné z: <https://www.hiwin.cz/>
- [24] *Analytická váha XSE105 DualRange* [online]. [cit. 2021-5-24]. Dostupné z: <https://www.newenglandbiosafetycabinet.com/products/0665i-balance>
- [25] *Výpočetní aplikace Continental* [online]. [cit. 2021-6-30]. Dostupné z: <http://www.conti-professional.com/>
- [26] *E-konstruktor* [online]. [cit. 2021-6-30]. Dostupné z: <https://e-konstrukter.cz/>
- [27] *Katalog výrobce ZKL* [online]. [cit. 2021-6-30]. Dostupné z: <http://www.zkl.cz/cs/katalog/loziska>

Seznam příloh

Příloha 1: Výrobní výkres hnací hřídele (číslo výkresu BP_1)

Příloha 2: Výrobní výkres hnané hřídele (číslo výkresu BP_2)

Příloha 3: Výrobní výkres základny ramena (číslo výkresu BP_3)

Příloha 4: Výrobní výkres pantu (číslo výkresu BP_4)

Příloha 5: Výrobní výkres příruby na vedení (číslo výkresu BP_5)

Příloha 6: Výrobní výkres spodního dílu ramena (číslo výkresu BP_6)

Příloha 7: Výrobní výkres vrchního dílu ramena (číslo výkresu BP_7)

Příloha 8: Výrobní výkres upínacího stolu (číslo výkresu BP_8)

Příloha 9: Výrobní výkres stojiny motoru (číslo výkresu BP_9)

Příloha 10: Výrobní výkres upínky (sada A) (číslo výkresu BP_10)

Příloha 11: Výrobní výkres upínky (sada B) (číslo výkresu BP_11)

Příloha 12: Výrobní výkres upnutí zkušební kuličky (číslo výkresu BP_12)

Příloha 13: Výrobní výkres držáku motoru (číslo výkresu BP_13)